



**Olivia Alves**

**Sistema de cozinha solar de alta temperatura**





**Olivia Alves**

## **Sistema de cozinha solar de alta temperatura**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Vítor António Ferreira da Costa, Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.



## **O júri / The jury**

Presidente / President

**Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins**

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

**Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa**

Professor Catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro (orientador)

**Prof. Doutor Celestino Rodrigues Ruivo**

Professor Adjunto do Instituto Superior de Engenharia da Universidade do Algarve



## **Agradecimentos / Acknowledgements**

Ao meu orientador, Prof. Doutor Vítor Costa, pela orientação, paciência e disponibilidade, que foram essenciais para a concretização desta tese.

A todos os meus amigos que me acompanharam ao longo destes meses.

À minha família, à minha mãe, ao meu pai e à minha irmã por sempre acreditarem em mim neste percurso académico.

This work is supported by the projects

UID/EMS/00481/2019-FCT - FCT - Fundação para a Ciência e a Tecnologia; and

CENTRO-01-0145-FEDER-022083 - Centro Portugal Regional Operational Programme (Centro2020),

under the PORTUGAL 2020 Partnership Agreement, through the European Regional Development Fund (ERDF)







**Palavras-chave**

Cozinha solar; Alta temperatura; Coletores concentradores; Energia Térmica; Materiais de mudança de fase; Fluido de transferência térmica.

**Resumo**

O fogão solar ou forno solar é um equipamento capaz de utilizar a energia solar para cocção de alimentos. Embora já seja possível encontrar vários modelos destes fogões no mercado, eles não se revelam eficazes quando comparados com os sistemas convencionais. É importante desenvolver sistemas capazes de cozinhar a altas temperaturas e quando não existe energia solar disponível de forma direta, o que implica armazenar a energia térmica adquirida a níveis térmicos compatíveis com a cocção de alimentos ( $>100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Neste trabalho avalia-se a viabilidade e exequibilidade de um fogão solar indireto, com futura instalação na região de Aveiro, que permite o armazenamento de energia térmica a altas temperaturas usando materiais de mudança de fase (PCM), e a utilização de uma panela convencional.

O sistema estudado engloba um concentrador de disco parabólico no qual circula um fluido de transferência térmica (HTF), para a captura e transporte da energia solar desde o coletor até à cozinha. Na cozinha, o reservatório de armazenamento de energia e o fogão são sistemas conjuntos, onde é armazenada a energia térmica usando um PCM com alta temperatura de fusão, neste caso específico de  $142\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Realizou-se a análise dinâmica do sistema completo coletor-fogão incluindo o sistema de armazenamento de energia térmica, estimando o tempo necessário para ferver 1 L de água e cozinhar 500 g de arroz durante dois períodos de cozinha, um ao meio dia e um à noite. Verificou-se que a performance do fogão no período do meio dia é muito afetada pela quantidade de PCM usada. No entanto, provou-se ser viável cozinhar usando a energia térmica obtida a partir da energia solar armazenada previamente, sendo requeridos, na estação de Inverno, um mínimo de 26 min no período do meio dia para atingir o ponto de ebulição da água na panela e de 23 min no período da noite. Em ambos os períodos foram confirmadas as condições de manutenção da temperatura de ebulição da água a  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  durante 20 min, período tomado como necessário para a cozedura do arroz.



**Keywords**

Solar cooker; High temperature; Concentrating collectors; Thermal Energy; Phase change material; Heat transfer fluid.

**Abstract**

A solar cooker or solar oven uses solar energy for food cooking. Although it's already possible to find several models of these cookers in the market, they are still not so effective when compared to conventional cooking systems. It is of major relevance to develop solar cookers capable of cooking at high temperatures even when solar energy is not available. Thus, pressure is on the development of high temperature indirect solar cookers, including high temperature thermal energy storage capabilities, at temperatures compatible with the thermal levels required by conventional food cooking ( $>100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

This work evaluates the feasibility and viability of a high temperature indirect solar cooker, working in the region of Aveiro, allowing the thermal energy storage at high temperatures using phase change materials (PCM), and the use of a conventional pan.

The studied system includes a parabolic dish concentrating collector to capture the solar energy, in which circulates the heat transfer fluid (HTF) carrying the absorbed energy from the collector to the kitchen. In the kitchen, the energy storage system and the cooker are joint systems, the thermal energy being stored in a high temperature melting PCM, in this particular case of  $142\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Dynamic simulations of the complete collector-cooker system were performed, estimating the required time to boil 1 L of water and cook 500 g rice during two periods, one at noon and one at night. Results show that the cooker's performance at the noon period depends on the amount of PCM used. Nevertheless, results show that it is feasible to cook using the previously high temperature stored thermal energy even in winter, requiring a minimum of 26 min at the noon period to reach the water boiling point in the pan, and 23 min at the night period. For both, noon and night, cooking periods was confirmed the maintenance of the water boiling at  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  during 20 min, as required to cook 500 g rice.



# Índice

<b>I</b>	<b>Enquadramento</b>	<b>1</b>
<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Objetivos</b>	<b>7</b>
<b>3</b>	<b>Revisão do Estado da Arte</b>	<b>9</b>
3.1	Fogões Diretos . . . . .	9
3.1.1	Fogões de painel . . . . .	9
3.1.2	Fogões de caixa . . . . .	9
3.1.3	Fogões parabólicos . . . . .	11
3.2	Fogões Indiretos . . . . .	11
3.3	Sistemas de captura da energia solar . . . . .	13
3.3.1	Coletores concentradores . . . . .	14
3.4	Encaminhamento de energia térmica . . . . .	16
3.4.1	Fluido de transferência térmica . . . . .	16
3.5	Sistemas de armazenamento de energia térmica . . . . .	17
3.6	Materiais de mudança de fase (PCM) . . . . .	19
3.6.1	Classificação dos materiais de mudança de fase . . . . .	20
3.6.2	Seleção do material de mudança de fase . . . . .	22
3.6.3	Reservatórios de PCM . . . . .	23
3.7	Sistemas de permuta térmica associados aos PCM . . . . .	24
3.8	Cozinhas solares com armazenamento de energia na forma de calor latente	27
<b>II</b>	<b>Métodos e Modelos</b>	<b>33</b>
<b>4</b>	<b>Modelação Numérica</b>	<b>35</b>
4.1	Descrição do sistema . . . . .	35
4.2	Coletor solar . . . . .	37
4.3	Encaminhamento da energia térmica . . . . .	38
4.3.1	Circuito primário . . . . .	38
4.3.2	Circuito secundário . . . . .	39
4.4	Reservatório de armazenamento de energia com PCM . . . . .	39
4.4.1	Coeficiente global de transferência de calor . . . . .	42
4.5	Parte superior do fogão . . . . .	42

<b>III</b>	<b>Resultados e Discussão</b>	<b>47</b>
<b>5</b>	<b>Resultados</b>	<b>49</b>
5.1	Condições iniciais . . . . .	49
5.2	Dados solares . . . . .	49
5.3	Número de módulos . . . . .	50
5.4	Altura do reservatório de acumulação de energia . . . . .	53
5.5	Caudal no circuito primário . . . . .	53
5.6	Caudal no circuito secundário . . . . .	57
5.7	Altura do canal na parte superior do fogão . . . . .	58
<b>6</b>	<b>Análise da viabilidade do sistema de cozinha solar a altas temperaturas</b>	<b>63</b>
6.1	Dia típico de Inverno . . . . .	67
6.2	Análise do desempenho do sistema em dias consecutivos . . . . .	70
<b>7</b>	<b>Conclusões e propostas de trabalhos futuros</b>	<b>73</b>

# Lista de Tabelas

3.1	Tipos de coletores solares disponíveis e principais características . . . . .	13
3.2	Parafinas de média e alta temperatura . . . . .	21
3.3	Não-parafinas de média e alta temperatura . . . . .	21
3.4	Sais hidratados de média e alta temperatura . . . . .	22
3.5	Materiais eutéticos de média e alta temperatura . . . . .	22
3.6	Propriedades dos materiais de mudança de fase . . . . .	23
3.7	Diferentes tipos de PCM usados na cozinha solar . . . . .	28
4.1	Propriedades do óleo térmico Therminol-66 a 150 °C . . . . .	36
4.2	Propriedades do PCM HITEC <i>Heat Transfer Salt</i> . . . . .	36
4.3	Dimensões e propriedades térmicas do material das condutas e isolamento térmico . . . . .	38
4.4	Propriedades termo-físicas da água . . . . .	45
5.1	Diferenças entre as duas configurações. . . . .	52
5.2	Coeficientes globais de transferência de calor para diferentes alturas do canal na parte superior do fogão. . . . .	59
6.1	Variação de massa de água na panela no período do meio dia e período da noite. . . . .	65





# Lista de Figuras

3.1	Fogão solar de painel Cookit . . . . .	10
3.2	Fogões de caixa. . . . .	10
3.3	Fogão de caixa com armazenamento de energia . . . . .	10
3.4	Fogões parabólicos. . . . .	11
3.5	Fogão indireto com coletor plano . . . . .	12
3.6	Diagrama do sistema solar híbrido . . . . .	12
3.7	Esquema do fogão solar integrado na parede do edifício . . . . .	13
3.8	Esquema do coletor cilíndrico-parabólico . . . . .	14
3.9	Esquema de funcionamento de um refletor de linear Fresnel . . . . .	14
3.10	Comparação da lente de Fresnel com uma lente convencional . . . . .	15
3.11	Esquema do coletor de disco parabólico . . . . .	15
3.12	Diferentes tipos de armazenamento térmico . . . . .	17
3.13	Classificação dos fogões solares com armazenamento de energia térmica . . . . .	18
3.14	Gráfico temperatura-tempo para o aquecimento de um PCM . . . . .	19
3.15	Classificação dos materiais de mudança de fase . . . . .	20
3.16	Configuração de permutador de calor . . . . .	24
3.17	Comparação do tempo carga utilizando alhetas de aço de várias espessuras e alhetas de grafite . . . . .	25
3.18	Mudança de fase de PCM encapsulado . . . . .	25
3.19	Geometrias e materiais utilizados no encapsulamento de PCMs . . . . .	26
3.20	Estrutura resultante da incorporação do PCM numa matriz de grafite . . . . .	26
3.21	Sistemas de permuta com PCMs . . . . .	27
3.22	Configuração do fogão estudado por Sharma . . . . .	28
3.23	Configuração do fogão indireto estudado por Sharma . . . . .	29
3.24	Reservatório de cozedura . . . . .	29
3.25	Fogão de caixa integrado com a unidade de armazenamento . . . . .	30
3.26	Fogão solar desenvolvido por Bhave e Thakare . . . . .	30
3.27	Diagrama esquemático do fogão solar com cápsulas de Acetamida . . . . .	31
4.1	Configuração do sistema em estudo. . . . .	35
4.2	Configuração do reservatório de armazenamento de energia. . . . .	39
4.3	Volume de controlo i de HTF. . . . .	40
4.4	Volume de controlo de PCM $i$ . . . . .	41
4.5	Trocas de calor entre o HTF e o PCM. . . . .	42
4.6	Esquema de análise da parte superior do sistema. . . . .	43
4.7	Esquema da parte superior do sistema com isolamento. . . . .	44
4.8	Esquema da parte superior do sistema com a panela. . . . .	44

4.9	Dimensões e posição da panela na parte superior do fogão. . . . .	45
5.1	Radiação solar para um dia típico de Verão na região de Aveiro. . . . .	50
5.2	Configurações estudadas. . . . .	51
5.3	Evolução da temperatura do PCM para as duas configurações. . . . .	51
5.4	Temperatura da água na panela e do HTF no período do meio dia. . . . .	52
5.5	Temperatura da água na panela e do HTF no período de descarga da noite. . . . .	53
5.6	Evolução da temperatura do PCM para diferentes alturas do reservatório de acumulação de energia. . . . .	54
5.7	Rendimento do coletor para diferentes alturas do reservatório de acumulação de energia. . . . .	54
5.8	Evolução da temperatura do PCM para um caudal de 0,01 kg/s. . . . .	55
5.9	Evolução da temperatura do PCM para um caudal de 0,02 kg/s. . . . .	55
5.10	Evolução da temperatura da água e do HTF para os diferentes caudais, no período do meio dia. . . . .	56
5.11	Evolução da temperatura do PCM para um caudal de 0,04 kg/s. . . . .	56
5.12	Evolução da temperatura de entrada do HTF no fogão para os diferentes caudais. . . . .	57
5.13	Evolução da temperatura do PCM na fase de descarga no período da noite. . . . .	58
5.14	Evolução da temperatura da água na panela e do HTF na fase de descarga da noite. . . . .	58
5.15	Temperatura do PCM para o caudal de 0,02 kg/s, na fase de descarga da noite. . . . .	59
5.16	Temperatura da água na panela e do HTF no período do meio dia. . . . .	60
5.17	Temperatura da água na panela e do HTF na fase de descarga do período da noite. . . . .	60
5.18	Temperatura do PCM para a altura superior de 8 mm, no período de descarga da noite. . . . .	61
5.19	Temperatura do PCM para a altura superior de 5 mm, no período de descarga da noite. . . . .	61
6.1	Configuração final do fogão. . . . .	63
6.2	Evolução da temperatura do PCM ao longo do dia. . . . .	64
6.3	Evolução da temperatura do HTF no circuito coletor-fogão. . . . .	65
6.4	Evolução da temperatura no interior da panela no período do meio dia. . . . .	66
6.5	Evolução da temperatura no interior da panela no período da noite. . . . .	66
6.6	Radiação solar para um dia típico de Inverno na região de Aveiro. . . . .	67
6.7	Evolução da temperatura do PCM para um dia típico de Inverno. . . . .	68
6.8	Evolução da temperatura do HTF no circuito coletor-fogão para um dia típico de Inverno. . . . .	68
6.9	Evolução da temperatura do PCM para a área de 26.5 m <sup>2</sup> de coletor. . . . .	69
6.10	Evolução da temperatura do HTF no circuito coletor-fogão para a área de 26.5 m <sup>2</sup> de coletor. . . . .	69
6.11	Evolução da temperatura do PCM ao longo do dia para dias consecutivos iguais. . . . .	70

# Nomenclatura

$A$	área, m
$c_p$	calor específico a pressão constante, J/(kg.K)
$D$	diâmetro, m
$D_H$	diâmetro hidráulico, m
$e$	espessura, m
$G_b$	intensidade da radiação solar, W/m <sup>2</sup>
$g$	aceleração da gravidade [= 9,81 m/s <sup>2</sup> ]
$H_{sup}$	altura de fluido na parte superior do fogão, m
$h$	coeficiente de transferência de calor por convecção, W/(m <sup>2</sup> .K)
$\Delta h_{mf}$	calor latente de mudança de fase, J/kg
$\Delta h_{vapor}$	calor de vaporização da água, J/kg
$k$	condutividade térmica, W/(m.K)
$L$	comprimento do tubo, m
$L_c$	comprimento característico, m
$m$	massa, kg
$\Delta m$	variação de massa, kg
$\dot{m}_f$	caudal mássico do fluido de transferência térmica, kg/s
$Nu$	número de Nusselt, -
$\dot{Q}$	potência calorífica, W
$R$	resistência térmica, (m <sup>2</sup> .K)/W
$Ra_L$	número de Rayleigh, -
$Re$	número de Reynolds, -
$T$	temperatura, °C
$T_{melt}$	temperatura de fusão, °C
$\Delta t$	intervalo de tempo, s
$U$	coeficiente global de transferência de calor, W/(m <sup>2</sup> .K)
$v$	velocidade, m/s
$\alpha$	difusividade térmica, m <sup>2</sup> /s
$\beta$	coeficiente de expansão térmica, K <sup>-1</sup>
$\eta$	eficiência, -
$\mu$	viscosidade dinâmica, N.s/m <sup>2</sup>
$\rho$	massa volúmica, kg/m <sup>3</sup>

### Subscritos

<i>a</i>	abertura do coletor
<i>abs</i>	absorvida
<i>amb</i>	ambiente
<i>ar</i>	ar envolvente
<i>c</i>	contacto
<i>ext</i>	externo
<i>f</i>	fluido de transferência térmica
<i>i</i>	nó i
<i>in</i>	entrada
<i>int</i>	interno
<i>isol</i>	isolamento
<i>l</i>	líquido
<i>mf</i>	mudança de fase
<i>opt</i>	ótica
<i>out</i>	saída
<i>parede</i>	parede do reservatório
<i>perdas, conv</i>	perdas por convecção no recetor
<i>perdas, rad</i>	perdas por radiação no recetor
<i>r</i>	arroz
<i>s</i>	sólido
<i>th</i>	térmica
<i>total</i>	total
<i>tr</i>	transversal
<i>tubo</i>	tubo
<i>u</i>	útil
<i>vento</i>	vento
<i>w</i>	água

### Sobrescritos

<i>t</i>	tempo, s
$\Delta t$	intervalo de tempo, s

### Abreviaturas

HTF	Fluido de transferência térmica
PCM	Material de mudança de fase

Parte I

Enquadramento



# Capítulo 1

## Introdução

Atualmente, os combustíveis fósseis continuam a dominar o setor doméstico, que representa um dos maiores consumidores de energia primária em todo o Mundo. Dados estatísticos revelam que 40 % da totalidade da energia primária consumida é na cozinha [1].

Nos países desenvolvidos as fontes energéticas mais utilizadas na cozinha são o gás de petróleo liquefeito (GPL) e a eletricidade. Com o aumento da procura e uso intensivo destes recursos o seu preço no mercado tem vindo a aumentar significativamente [2]. Já em países menos desenvolvidos os fornos a lenha continuam a ser muito utilizados, provocando a destruição de milhões de hectares de floresta todos os anos [3].

Uma vez que cozinhar é parte integral de todo o ser humano, e uma necessidade básica para a vida, a possibilidade de cozinhar usando energia solar é uma alternativa apelativa para promover a sustentabilidade ambiental [1].

O Sol representa a maior fonte de energia renovável disponível na Terra, com uma grande abundância em todas as regiões do Planeta. É um recurso gratuito, seguro e não poluente [4]. Segundo o Instituto Português de Energia Solar, a disponibilidade anual de radiação solar global em Portugal atinge valores entre os 1450 e 1900 kWh/m<sup>2</sup> [5]. Existe ainda um elevado número de horas de sol disponíveis, que tendem a variar entre 1800 e 3100 horas por ano, o que é muito vantajoso para a instalação de aplicações solares [6].

O forno solar ou fogão solar é um equipamento capaz de utilizar a energia solar para confeção de alimentos. Alguns destes sistemas permitem também realizar processos de pasteurização e esterilização [7]. O primeiro registo histórico do desenvolvimento de um fogão solar foi publicado pelo cientista suíço Horace Saussure, em 1767 [7]. A sua construção baseava-se numa estufa em miniatura formada por 5 caixas concêntricas feitas de vidro transparente, que permitiam a absorção da radiação solar. As caixas eram posicionadas sobre uma base de madeira pintada de preto, de modo a maximizar a absorção de energia. Esta análise demonstrou a possibilidade de cozinhar fruta a partir da radiação solar, tendo servido como base para o desenvolvimento do conceito de cozinha solar [7; 8].

No entanto, só em 1945 foi construído o primeiro modelo de fogão solar disponível comercialmente [3]. Atualmente, estes fogões incluem maioritariamente sistemas que funcionam no exterior da cozinha, colocados em jardins ou no topo de edifícios, onde captam diretamente a radiação solar. São eles os fogões de painel, os fogões de caixa e os fogões parabólicos [7]. Apesar da boa performance destes fogões, não promovem a mesma comodidade das tecnologias convencionais, o que torna a sua utilização muito

reduzida.

Nos últimos anos têm vindo a crescer os estudos de fogões solares destinados à instalação no interior das cozinhas, chamados de fogões indiretos [7]. Neste âmbito é importante desenvolver sistemas capazes de cozinhar a elevadas temperaturas, mesmo quando a energia de origem solar não existe de forma direta, o que implica o recurso a sistemas de armazenamento de energia. Existem ainda várias questões a resolver para que este método de cozinha seja considerado uma alternativa pela sociedade, eficiente e atrativa, fase aos sistemas de cozinha convencionais. Sistemas de captura da radiação solar, e posterior encaminhamento, armazenamento e permuta térmica necessitam de ser explorados e otimizados, para que se consiga cozinhar a alta temperatura a partir da energia solar de forma mais adequada aos ritmos de vida das pessoas.

Para a captura da radiação solar nos fogões indiretos foram testados maioritariamente coletores solares estacionários (não concentradores); no entanto, como cozinhar requer temperaturas elevadas, superiores a 100 °C, é adequada a utilização de coletores concentradores que apresentam maior taxa de concentração e permitem a obtenção de maiores temperaturas. Nestes sistemas os coletores convertem a radiação solar em energia térmica, e promovem a transferência da energia absorvida para um fluido de transferência térmica (HTF) que é encaminhado até à cozinha. Em aplicações solares de alta temperatura são normalmente utilizados óleos térmicos como HTF.

Uma vez que cozinhar deve ser possível em qualquer altura do dia e independentemente das condições climáticas, a maior questão colocada à cozinha solar reside na necessidade de armazenar a energia térmica adquirida a níveis térmicos compatíveis com a cocção de alimentos (>100 °C). Os fogões solares já testados englobam maioritariamente técnicas de armazenamento de energia por calor latente, sensível e por transformação termo-química, mas são os fogões solares que se baseiam no armazenamento de energia por calor latente que se revelam mais promissores, através da utilização de materiais de mudança de fase sólido-líquido com alta temperatura de fusão [7; 9]. Adicionalmente, os fogões solares indiretos já desenvolvidos implicam normalmente a utilização de um reservatório de cozedura específico, de posição fixa no próprio fogão, o que torna menos viável a sua utilização.

Neste trabalho pretende-se estudar a viabilidade técnica e a exequibilidade de um fogão solar indireto, com instalação na região de Aveiro, que permite utilizar uma panela convencional e armazenar a energia térmica a altas temperaturas usando um material de mudança de fase, neste caso específico com temperatura de fusão de 142 °C. A captura da radiação solar é feita por um coletor concentrador de disco parabólico, no qual circula o fluido de transferência térmica, desde o coletor até à cozinha. Na cozinha o reservatório de armazenamento de energia e o fogão são sistemas conjuntos. Pretende-se realizar a análise dinâmica do sistema completo coletor-fogão, incluindo o sistema de armazenamento de energia térmica, e estimar o tempo necessário para ferver 1 L de água e cozinhar 500 g de arroz, durante dois períodos de cozinha, um ao meio dia e um à noite. No período da noite pretende-se estudar a viabilidade de cozinhar através da energia solar previamente armazenada.

O presente trabalho encontra-se dividido em 7 capítulos, sendo que os dois primeiros capítulos incluem um breve enquadramento ao tema e os objetivos pretendidos.

O terceiro capítulo aborda os sistemas de cozinha solar a alta temperatura já estudados com e sem armazenamento de energia térmica, assim como as tecnologias de captura da energia solar, posterior encaminhamento, armazenamento e permuta da energia tér-



mica.

O quarto capítulo descreve o fogão solar indireto proposto e o seu modelo numérico, que foi implementado para a sua simulação dinâmica.

O quinto capítulo apresenta os resultados da simulação dinâmica, incluindo a análise da influência de diversos parâmetros como a altura do reservatório de acumulação de energia, o caudal mássico de HTF, e a altura do canal de escoamento do HTF na parte superior do fogão.

No sexto capítulo é analisada a viabilidade do fogão solar proposto nas estações de Verão e de Inverno, incluindo o funcionamento do fogão em dias consecutivos.

No último capítulo apresentam-se as conclusões e algumas recomendações para trabalhos futuros.



## Capítulo 2

# Objetivos

Atendendo ao enquadramento dos fogões solares indiretos de alta temperatura feito na Introdução, os objetivos desta dissertação podem resumir-se como sendo:

- Efetuar o levantamento do estado-da-arte de sistemas de cozinha solar de alta temperatura;
- Avaliar as tecnologias de captura da energia solar existentes, e posterior encaminhamento, armazenamento e permuta da energia térmica obtida a níveis térmicos compatíveis com a cozinha a alta temperatura;
- Propor um sistema de fogão solar de alta temperatura, incluindo o sistema de armazenamento de energia de alta temperatura usando PCM e o sistema de permuta térmica para carga e descarga de energia;
- Realizar a análise dinâmica, por simulação dinâmica, de um sistema completo de cozinha solar a alta temperatura, a operar na região de Aveiro, incluindo o coletor solar, o sistema de transporte de energia por meio de um fluido, o sistema de armazenamento de energia a alta temperatura usando PCM, e o sistema de permuta térmica entre o sistema de armazenamento de energia e a panela onde é realizada a cozedura;
- Avaliar a viabilidade técnica e a exequibilidade do sistema de cozinha solar desenvolvido.



## Capítulo 3

# Revisão do Estado da Arte

Os fogões solares atuais podem ser divididos em duas categorias, tendo em consideração o mecanismo de transferência do calor para o recipiente de cozedura. São eles: os fogões diretos e os fogões indiretos. Os fogões diretos utilizam a radiação solar diretamente no processo de cozedura, enquanto que nos fogões indiretos o calor absorvido necessita de um mecanismo de encaminhamento até ao dispositivo de cozedura [9].

### 3.1 Fogões Diretos

Existem vários modelos de fogões solares diretos já desenvolvidos, sendo uma matéria em constante desenvolvimento e aperfeiçoamento. Os sistemas atuais podem ser classificados em três categorias principais: fogões de painel, fogões de caixa e fogões parabólicos. A sua instalação encontra-se restringida ao exterior, normalmente no topo de edifícios ou em jardins [3; 7].

#### 3.1.1 Fogões de painel

Nos fogões de painel a radiação solar é concentrada a partir de cima, através de painéis refletores normalmente feitos de papel de alumínio ou filmes de poliéster metalizado, que direcionam a radiação solar para a panela no centro do equipamento. A panela é por vezes enrolada numa película de plástico de modo a diminuir as perdas de calor por convecção para o exterior e criar o efeito de estufa [7]. O modelo mais famoso no mercado é o *Cookit*, ilustrado na Figura 3.1, desenvolvido pelo Dr. Roger Bernard, onde são utilizados painéis de cartão com revestimento de alumínio [7; 10].

Estes fogões requerem um baixo custo de material. No entanto, a sua potência é reduzida, o que implica um maior tempo de cozedura. Adicionalmente, a sua performance encontra-se muito dependente da radiação refletida, tornando-se pouco efetiva a sua utilização em dias nublados [7].

#### 3.1.2 Fogões de caixa

Os fogões de caixa, na Figura 3.2a, consistem numa caixa isolada com uma tampa de vidro transparente, que proporciona um efeito semelhante a uma estufa. São utilizadas superfícies refletoras, normalmente espelhos, de modo a direcionar a radiação solar para a estrutura em caixa onde se localiza a panela. A caixa é normalmente feita de cartão,

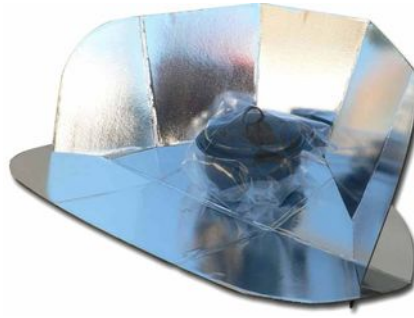
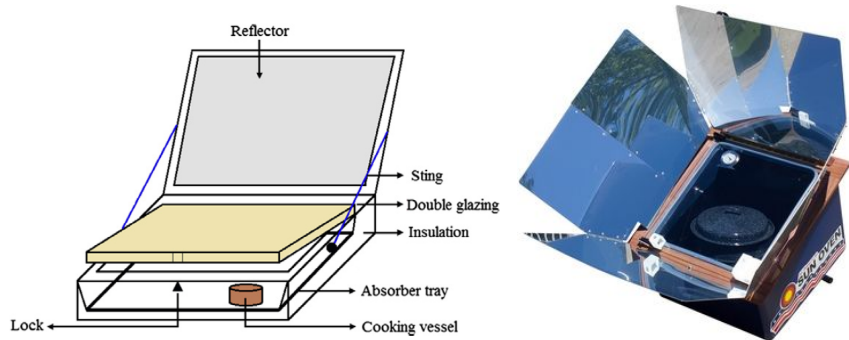


Figura 3.1: Fogão solar de painel: Cookit [10].

madeira ou plástico, e a suas paredes internas, são denominadas de placas de absorção. O fundo da caixa é normalmente pintado de preto de modo a maximizar a absorção da radiação, e por vezes também são pintadas as suas paredes laterais [3; 7]. A limitação deste género de fogões é que dificilmente se obtêm temperaturas superiores a  $150^{\circ}\text{C}$  [7]. Na Figura 3.2b encontra-se ilustrado um modelo disponível comercialmente, o fogão solar *All American Sun Oven* [11].



(a) Componentes do fogão de caixa [7]. (b) All American Sun Oven [11].

Figura 3.2: Fogões de caixa.

Estudos mais recentes focaram-se no desenvolvimento fogões de caixa com sistemas de armazenamento que permitam a sua utilização durante a noite, recorrendo a materiais de mudança de fase (PCM), como ilustrado na Figura 3.3 [7].

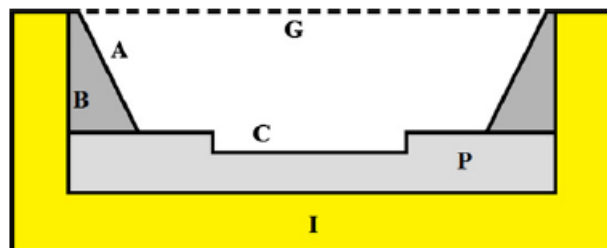


Figura 3.3: Fogão de caixa com armazenamento de energia (G: tampa de vidro duplo, A: placa de absorção, C: zona de cozedura, P e B: PCM; I: isolamento térmico) [7].

### 3.1.3 Fogões parabólicos

Os fogões solares parabólicos são atualmente os sistemas diretos de maior rendimento, atingindo temperaturas superiores aos 300 °C em relativamente pouco tempo de exposição solar. No entanto devido às elevadas temperaturas atingidas estes fogões apresentam o risco de queimar os alimentos e o utilizador. Como ilustrado na Figura 3.4a, estes fogões consistem num refletor em formato parabólico em cujo foco convergente é colocada a panela. Normalmente são instalados sistemas de seguimento solar com um ou dois eixos, para permitir o seguimento da direção da radiação solar [7].

Existe uma vasta gama de fogões solares parabólicos no mercado, e entre eles a linha SK de fogões solares na Figura 3.4b, desenvolvida pelo Dr. Dieter Seifert. Estes fogões são constituídos por múltiplas chapas trapezoidais de alumínio polido, com elevado poder de reflexão, que formam a estrutura parabólica. Um fogão SK-14 consegue cozinhar para 10 a 15 pessoas por dia com apenas 2 a 3 horas de exposição solar [12].

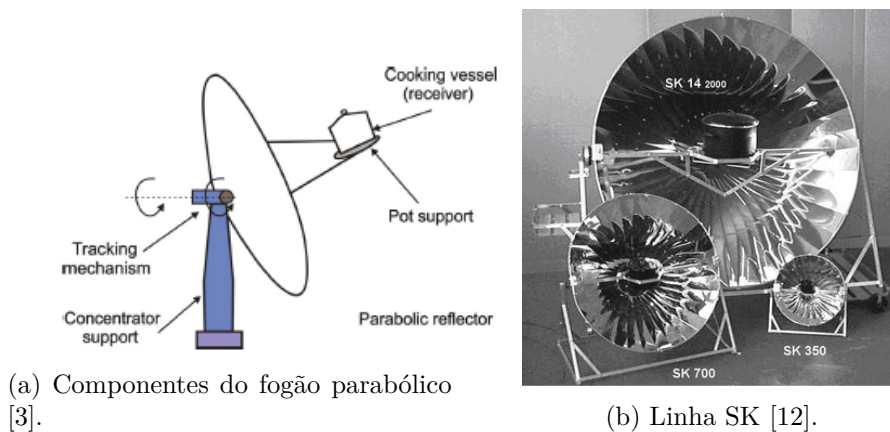


Figura 3.4: Fogões parabólicos.

## 3.2 Fogões Indiretos

Contrariamente aos sistemas diretos, nos fogões solares indiretos a panela não se localiza no foco do equipamento, o que implica um mecanismo de captura da radiação solar e posterior encaminhamento [3]. Para estes fogões solares foram testados maioritariamente coletores estacionários, planos ou de tubos de vácuo [7].

Na Figura 3.5 encontra-se representado um fogão solar indireto, desenvolvido numa escola primária do Chile em 2008, que pode ser incorporado no interior de uma cozinha. Este fogão captura a radiação incidente através de coletores planos, e o calor retido é posteriormente transferido para a cozinha através de óleo vegetal circulante. Na cozinha localizam-se 2 painéis de posição fixa no próprio fogão, o que dificulta a lavagem e reduz a higiene requerida numa cozinha [13].

As tecnologias híbridas são também uma vertente em estudo. Neste contexto, Prasanna e Umanand propuseram, em 2011, um sistema em que a energia solar é transferida para a cozinha por intermédio de um fluido circulante, com a possibilidade de o utilizador recorrer a uma fonte convencional de GPL quando necessário. O sistema dispõe



Figura 3.5: Fogão indireto com coletor plano [13].

ainda de um reservatório de acumulação de energia onde é armazenado o fluido vindo do coletor solar a altas temperaturas (Figura 3.6) [7].

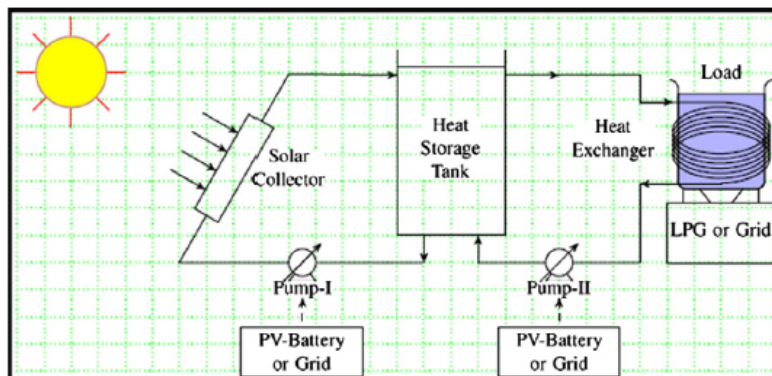


Figura 3.6: Diagrama do sistema solar híbrido [7].

Na Figura 3.7 encontra-se ilustrado um sistema indireto desenvolvido em 2013, que exclui a necessidade de um meio de transferência de calor. Funciona como um fogão de caixa normal, mas pode ser instalado na parede de um edifício, utilizando um coletor parabólico composto assimétrico do lado exterior para concentração da radiação. Na parede interna existe uma porta que permite o acesso às zonas de cozedura. No entanto, este sistema não permite o armazenamento da energia térmica adquirida [14].

Os fogões solares indiretos mais atuais baseiam-se na possibilidade de cozinhar ao fim do dia ou em dias nublados, isto é, quando o contributo solar deixa de ser significativo. Assim, para além do coletor solar, estes fogões devem ser acompanhados por um sistema de armazenamento de energia térmica. Nestes sistemas é necessário o armazenamento da energia a alta temperatura, superior a 100 °C, temperatura esta requerida para a cocção de alimentos. Os sistemas já desenvolvidos consistem no armazenamento de calor sensível, calor latente, ou por transformação termo-química [7; 9].



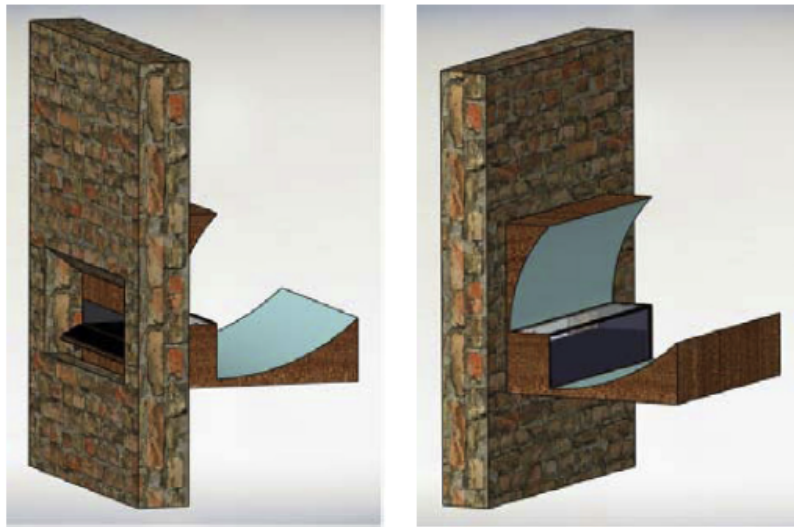


Figura 3.7: Esquema do fogão solar integrado na parede do edifício [14].

### 3.3 Sistemas de captura da energia solar

Os coletores solares são as tecnologias utilizadas para a captação da energia solar térmica. Estes equipamentos convertem a radiação solar em energia térmica, e promovem a transferência do calor absorvido para um fluido de transferência de calor (HTF) [15].

No mercado atual encontram-se disponíveis diferentes tipos de coletores solares, que podem ser distribuídos em duas categorias: os estacionários (não concentradores) e os concentradores. Os coletores estacionários apresentam a mesma área de abertura para interceção e absorção da radiação, enquanto que os concentradores utilizam uma superfície refletora que direciona a radiação para um recetor onde circula geralmente o fluido de transferência térmica [15].

Na Tabela 3.1 encontram-se resumidos os coletores solares mais usuais para cada categoria, e as suas características principais. A taxa de concentração é calculada a partir da razão entre a área do coletor e a área do recetor [15; 16].

Tabela 3.1: Tipos de coletores solares disponíveis e principais características [15].

Categoria	Tipo de coletor	Tipo de absorvedor	Taxa de concentração	Intervalo de temperatura (°C)
Estacionários	Plano	Linear	1	30-80
	Tubos de vácuo	Linear	1	50-200
	Parabólico composto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
Concentradores	Cilíndrico-parabólico (PTC)	Tubular	15-45	60-300
	Disco parabólico (PDC)	Pontual	600-2000	100-1500
	Refletor Linear de Fresnel (LFR)	Tubular	10-40	60-250

A escolha do coletor adequado depende principalmente da temperatura pretendida. Em aplicações onde se pretende atingir altas temperaturas são requeridos coletores concentradores, porque a taxa de concentração ( $>5$ ) é superior relativamente aos coletores estacionários [17].

### 3.3.1 Coletores concentradores

#### Coletores cilíndrico-parabólicos (PTC)

Os coletores solares cilíndrico-parabólicos são constituídos por uma superfície espelhada de metal em forma de parábola. Esta superfície é normalmente alongada e permite direcionar a energia para o fluido circulante no interior de um tubo de absorção que se localiza na linha focal da parabólica (Figura 3.8). Normalmente, o tubo de absorção é de cor preta de modo a maximizar a absorção da radiação, e revestido por uma película de vidro para diminuir as perdas de calor por convecção [15]. Estes concentradores não conseguem captar a radiação difusa, mas são acompanhados por um mecanismo de seguimento solar, geralmente num só eixo. Este mecanismo varia a orientação do coletor consoante a posição da fonte solar [15; 18].

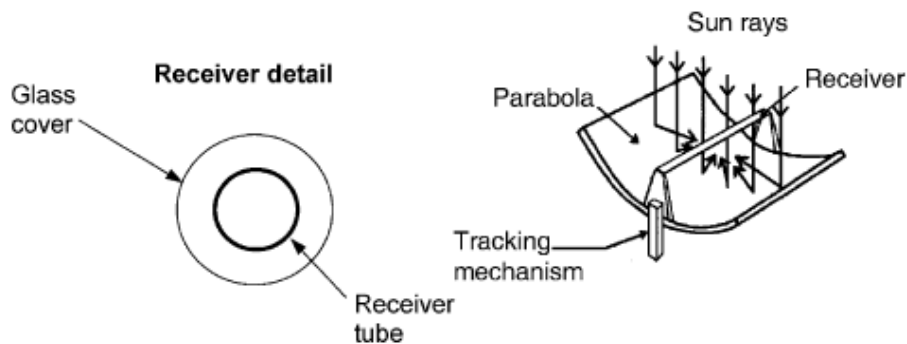


Figura 3.8: Esquema do coletor cilíndrico parabólico [15].

#### Refletores lineares de Fresnel

Os refletores lineares de Fresnel (Figura 3.9), são constituídos por múltiplas lentes de Fresnel, que funcionam como espelhos lineares. Concentram a radiação num recetor colocado numa torre mais elevada, onde escoo o fluido circulante [15]. As lentes de Fresnel na Figura 3.10 são mais finas e apresentam peso e volume mais reduzido do que as lentes convencionais, o que proporciona menos atenuação da radiação incidente [19]. Estes coletores são normalmente acompanhados por um sistema de seguimento solar num só eixo [15].

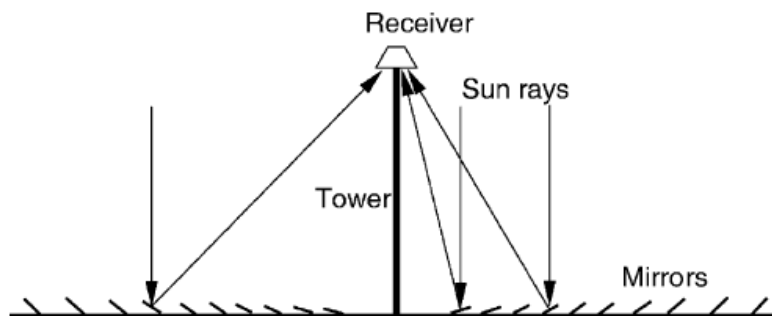


Figura 3.9: Esquema de funcionamento de um refletor linear de Fresnel [15].

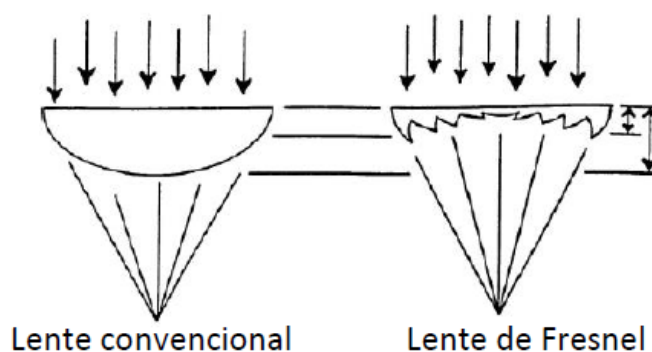


Figura 3.10: Comparação da lente de Fresnel com uma lente convencional [19].

### Coletores de disco parabólico

O coletor solar de disco parabólico permite a concentração da energia solar num recetor localizado no ponto focal do dispositivo com a geometria em disco. O recetor absorve a radiação solar refletida pelo disco, como ilustrado na Figura 3.11, convertendo-a em energia térmica através do aquecimento de um fluido circulante. São geralmente acoplados a um sistema de seguimento solar, variando a orientação do coletor em 2 eixos. Como apresentam uma concentração pontual e seguimento solar em 2 eixos, estes concentradores são os mais eficientes no grupo dos coletores mencionados. A estrutura em disco permite que estejam sempre apontados para a fonte solar, proporcionando uma taxa de concentração muito elevada (600-2000). Estruturas de grandes diâmetros podem alcançar temperaturas superiores a 1500 °C [15].

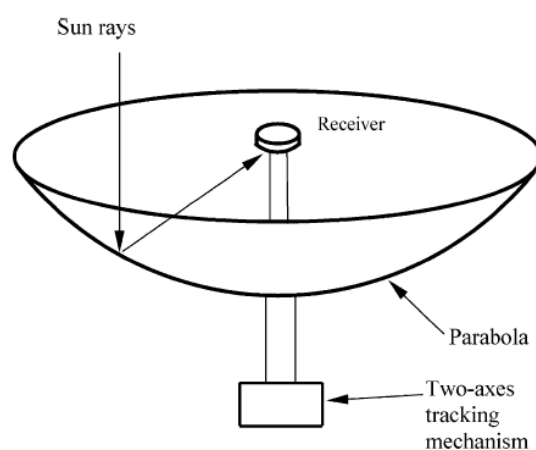


Figura 3.11: Esquema do coletor de disco parabólico [15].

### 3.4 Encaminhamento de energia térmica

Para o encaminhamento de energia térmica absorvida pelos coletores solares até aos sistemas de armazenamento, ou de utilização final, é necessária a instalação de tubagens nas quais irá circular o fluido de transferência térmica. Estas são normalmente de aço inoxidável, cobre, aço galvanizado ou aço negro [6]. O cobre é o material mais vulgar, por apresentar elevada resistência à corrosão, tanto relativamente ao fluido circulante como aos agentes exteriores. É ainda de fácil maleabilidade e ductibilidade, o que permite uma fácil manipulação e dobragem, facilitando a execução de traçados complexos ao longo do circuito [6]. O aço inoxidável é cada vez mais utilizado neste género de instalações, devido à sua boa resistência à corrosão e facilidade de corte. Apresenta menos perdas em linha que o cobre, permitindo diâmetros menores; no entanto, não é aconselhável a sua dobragem, o que leva à utilização de acessórios que proporcionam perdas de carga adicionais [6].

Para que não ocorram desperdícios da energia térmica desnecessários é importante o correto isolamento térmico das tubagens. Em tubagens de cobre até 18 mm de diâmetro é recomendado um mínimo de 30 mm de espessura de isolamento; para diâmetros superiores é recomendado um mínimo de 40 mm [6].

#### 3.4.1 Fluido de transferência térmica

O fluido de transferência térmica circula no circuito primário do coletor e transfere a energia térmica absorvida para outra parte do sistema. Em aplicações solares são geralmente utilizados ar, água, e óleos térmicos [17].

Os fluidos de transferência térmica devem apresentar as seguintes características [6]:

- Elevada capacidade térmica;
- Elevada condutividade térmica;
- Baixa viscosidade;
- Incombustibilidade.

A escolha do fluido adequado depende dos requisitos da aplicação pretendida, sendo importante atender aos seguintes parâmetros [20]:

- A gama de temperaturas da aplicação;
- A pressão do sistema;
- A taxa de transferência de calor necessária.

Para aplicações solares a altas temperaturas é mais indicada a utilização de óleos térmicos, uma vez que se trata de compostos orgânicos com baixos pontos de congelamento ( $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) e grande estabilidade química a temperaturas elevadas (cerca de  $430\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [17; 20].

A circulação do fluido de transferência térmica é forçada, pela instalação de uma bomba solar. Quando a bomba é desligada, principalmente no período noturno, é necessária a instalação de uma válvula retenção entre a bomba e o coletor, de modo a evitar o arrefecimento do sistema de acumulação [6].

### 3.5 Sistemas de armazenamento de energia térmica

A energia solar encontra-se disponível em grande quantidade em todas as partes do Mundo, sendo muito mais que suficiente para satisfazer as necessidades energéticas da sociedade atual. No entanto, este recurso natural é intermitente, levando a que seja necessário o desenvolvimento de sistemas capazes de armazenar a energia solar térmica absorvida. Como ilustrado na Figura 3.12 são utilizadas diferentes técnicas para armazenamento de energia térmica, podendo ser divididas em dois tipos: térmico e termo-químico. No primeiro caso são englobadas técnicas de armazenamento de calor sensível e de calor latente [21].

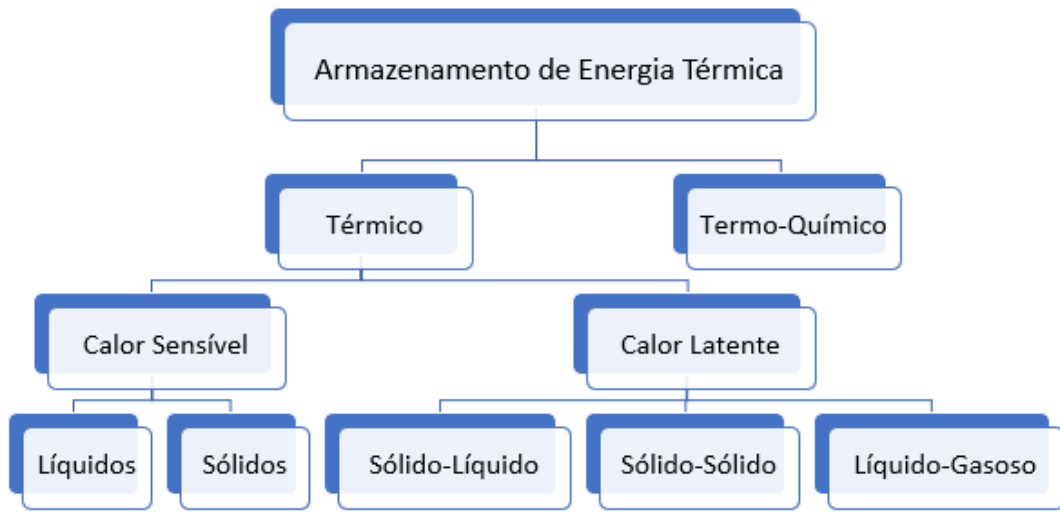


Figura 3.12: Diferentes tipos de armazenamento térmico [21].

No armazenamento de calor sensível a energia térmica é armazenada pelo aumento da temperatura de um material em estado sólido ou líquido, baseando-se no poder calorífico e na mudança de temperatura do material para o processo de carga e descarga. A quantidade de energia armazenada depende do calor específico do meio, da temperatura e da quantidade do material de armazenamento [9; 22]. A água é o material mais utilizado neste género de armazenamento, por apresentar elevado calor específico,  $c_p = 4,2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , mas a sua aplicação encontra-se limitada a sistemas que operaram baixo dos  $100^\circ\text{C}$ , temperatura à qual a água entra em ebulição. Para maiores temperaturas são utilizados óleos térmicos, sais fundidos e metais líquidos, que apresentam menores calores específicos [21].

A quantidade de energia armazenada,  $Q$ , pode ser descrita pela Equação (3.1), onde  $m$  é a massa do material, e  $c_p$  o calor específico. As temperaturas final e inicial do material são respetivamente  $T_f$  e  $T_i$ . Para um cálculo aproximado utiliza-se  $c_{ap}$  como o calor específico médio entre as temperaturas final e inicial [21].

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} mc_p dT = mc_{ap}(T_f - T_i) \quad (3.1)$$

O armazenamento de energia térmica por calor latente retém a energia térmica

quando o material recebe calor e, por consequência, sofre uma mudança de fase de sólido-líquido, líquido-vapor, sólido-sólido, ou vice-versa. Este processo baseia-se na Equação (3.2) [9; 22].

$$Q = \int_{T_i}^{T_{mf}} mc_{p,s}dT + ma_{mf}\Delta h_{mf} + \int_{T_{mf}}^{T_f} mc_{p,l}dT \quad (3.2)$$

Nesta equação,  $a_{mf}$  representa a fração de massa que muda de fase,  $\Delta h_{mf}$  a entalpia específica de mudança de fase do material e  $T_{mf}$  a temperatura de fusão do material. Os calores específicos médios da fase sólida e líquida são  $c_{p,s}$  e  $c_{p,l}$ , respetivamente [21].

Por fim, os sistemas termo-químicos de armazenamento térmico correspondem a um modo indireto de armazenar energia, envolvendo a quebra e posterior formação de ligações moleculares numa reação química reversível, onde a energia é absorvida ou libertada. Neste caso, a energia armazenada depende do material de armazenamento, do calor de reação e do grau de conversão da reação, o que pode ser descrito pela Equação (3.3), em que  $a_r$  representa a fração de massa reagida e  $\Delta h_r$  a entalpia específica de reação [21].

$$Q = a_r m \Delta h_r \quad (3.3)$$

Embora já se tenham realizado estudos de fogões solares com armazenamento de energia por calor sensível, como esquematizado na Figura 3.13, os sistemas de cozinha solar que se baseiam no armazenamento de energia por calor latente são os mais promissores, através da utilização de materiais de mudança de fase sólido-líquido [23].

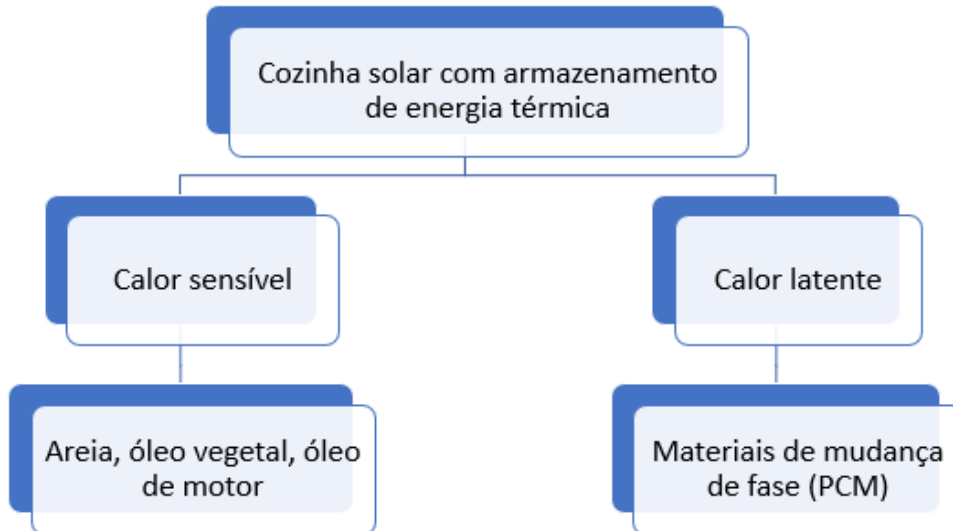


Figura 3.13: Classificação dos fogões solares com armazenamento de energia térmica [23].

### 3.6 Materiais de mudança de fase (PCM)

Os PCM apresentam elevada densidade de armazenamento, conseguindo armazenar 5 a 14 vezes mais energia que os materiais de armazenamento de energia por calor sensível [21]. Como ilustrado na Figura 3.14, os PCM caracterizam-se por manter a sua temperatura aproximadamente constante durante a mudança de fase, processo em que absorvem ou libertam uma grande quantidade de energia sob a forma de calor [21].

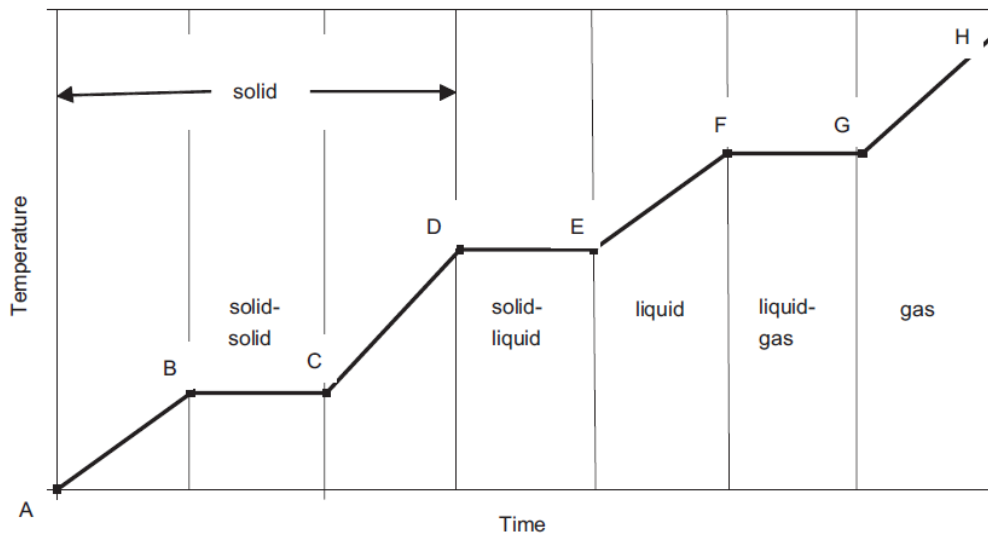


Figura 3.14: Gráfico temperatura-tempo para o aquecimento de um PCM [24].

Contrariamente aos sistemas que utilizam o armazenamento de energia por calor sensível, o armazenamento de energia por calor latente não implica grandes massas de material o que reduz o espaço requerido para a instalação do sistema. A temperatura aproximadamente constante de mudança de fase, e não temperaturas muito elevadas, permite ainda reduzir o calor perdido ao longo do tempo para o exterior envolvente [23]. Nas transições sólido-sólido o material armazena o calor transitando de uma forma cristalina para outra, o que pode ser vantajoso uma vez que a variação de volume é mínima. No entanto, a entalpia de mudança de fase é reduzida, de 130 a 320 kJ/kg [21]. As transições sólido-vapor ou líquido-vapor apresentam entalpias de mudança de fase mais elevadas, o aspeto crítico da sua utilização está na variação de volume associada, que cria problemas no armazenamento [21].

Assim, os PCM de transição sólido-líquido são os de maior potencial, embora tenham menor entalpia de mudança de fase que os PCM sólido-vapor ou líquido-vapor, a sua transformação de volume máxima é de apenas 10 % [21]. A energia é absorvida quando estas substâncias mudam da fase sólida para a fase líquida, e posteriormente é libertada quando transitam para a estado sólido novamente [23].

Num sistema de armazenamento de energia por calor latente devem constar os seguintes 3 componentes principais [24]:

- Um PCM com a temperatura de fusão adequada à aplicação pretendida;
- Um reservatório para o PCM;

- Um sistema de permuta para a transferência da energia térmica desde a fonte de calor até ao PCM, e do PCM para a fonte de descarga. De forma a maximizar a transferência de calor este sistema de permuta deve permitir a exposição necessária do PCM com o HTF.

### 3.6.1 Classificação dos materiais de mudança de fase

Os PCM podem ser classificados em substâncias orgânicas, inorgânicas e eutéticas, que por sua vez se dividem nas sub categorias esquematizadas na Figura 3.15 [21]. Geralmente, os compostos inorgânicos têm o dobro da densidade de armazenamento (250-400 kJ/dm<sup>3</sup>) dos compostos orgânicos (128-200 kJ/dm<sup>3</sup>) [21].

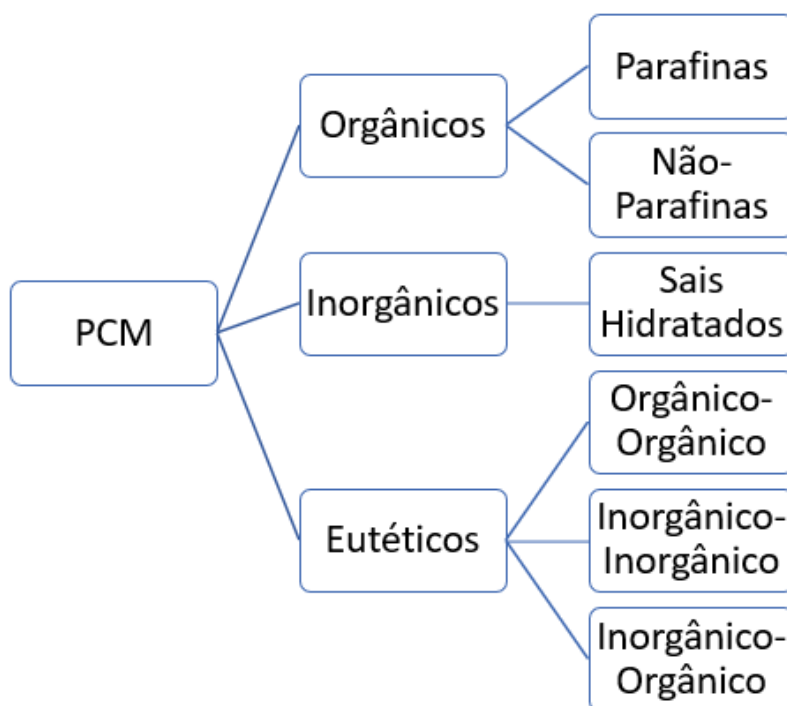


Figura 3.15: Classificação dos materiais de mudança de fase [21].

Atualmente apenas uma pequena gama de PCM é aplicável em sistemas de armazenamento de energia térmica solar. Substâncias naturais como sais hidratados, parafinas, ácidos gordos e misturas eutéticas, que fundem entre 0 e 150 °C, são os mais utilizados [9].

#### Parafinas

As parafinas consistem numa mistura de alcanos, normalmente de cadeia linear do tipo  $C_nH_{2n+2}$ . Quanto maior o tamanho desta cadeia maior será a temperatura de fusão e o calor latente do composto [21]. As parafinas são capazes de operar numa vasta gama de temperaturas, sendo quimicamente inertes e estáveis abaixo dos 500 °C. A variação de volume é mínima durante a mudança de fase, e apresentam baixa pressão de vapor no estado líquido. Têm ainda baixa condutividade térmica; no entanto, esta desvantagem



pode ser atenuada a através da modificação das misturas e da unidade de armazenamento [21].

As parafinas mais utilizadas em aplicações solares encontram-se resumidas na Tabela 3.2, assim como as sua temperatura de fusão, e respetivo calor latente.

Tabela 3.2: Parafinas de média e alta temperatura [25].

Material	Temperatura de fusão (°C)	Calor latente (kJ/kg)
RT100	100	124
RT110	112	213

### Não-parafinas

As não-parafinas caracterizam-se por apresentar baixa condutividade térmica, da mesma ordem de grandeza que as parafinas, elevada entalpia de fusão, e por serem frequentemente inflamáveis e instáveis a altas temperaturas [21]. Deste grupo é importante destacar os ácidos gordos, descritos pela fórmula geral  $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n} \cdot \text{COOH}$ . Os ácidos gordos apresentam maior entalpia de fusão quando comparados com as parafinas [21]. Na Tabela 3.3 encontram-se resumidas as propriedades térmicas das não-parafinas mais usuais em aplicações de média e alta temperatura.

Tabela 3.3: Não-parafinas de média e alta temperatura [21].

Material	Temperatura de fusão (°C)	Calor latente (kJ/kg)
Acetamida	81	241
Acetanilida	118,9	222
Benzamida	127	169,4

### Sais hidratados

Os sais hidratados são constituídos por uma liga de sais inorgânicos e água, formando estruturas cristalinas na forma  $\text{AB} \cdot n\text{H}_2\text{O}$ . A fusão dá origem a um sal hidratado com menos moléculas de água, ou seja, as transições sólido-líquido e líquido-sólido são provocadas pela desidratação e hidratação do sal, respetivamente [21]. Apresentam elevado calor latente de fusão por unidade de volume, elevada condutividade térmica (aproximadamente o dobro da das parafinas), e baixa variação de volume durante a fusão. Adicionalmente, não são corrosivos e mas são levemente tóxicos [21]. Apesar destes aspetos positivos, a água libertada durante o processo de desidratação pode não ser suficiente para dissolver toda a fase sólida existente. As partículas sólidas tendem a sedimentar no fundo dos equipamentos, levando a um processo de fusão não uniforme [21].

Estes sais são normalmente indicados para aplicações solares na gama de temperaturas entre 0 e 120 °C. Os materiais mais utilizados encontram-se resumidos na Tabela 3.4 [21].

Tabela 3.4: Sais hidratados de média e alta temperatura [21].

Material	Temperatura de fusão (°C)	Calor latente (kJ/kg)
$\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	89,9	167
$\text{CaBr}_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$	110	-
$\text{MgCl} \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	117	169

### Eutéticos

Os materiais eutéticos (orgânico-orgânico, inorgânico-inorgânico e inorgânico-orgânico) são formados pela mistura de 2 ou mais sais de diferentes composições, que fundem e solidificam de modo congruente formando uma estrutura cristalina [21]. As misturas eutéticas, na forma de sais, são as mais utilizadas para em aplicações solares de alta temperatura, de 120 a 500 °C. Estes sais são formados pela mistura de aniões de nitratos, nitritos, hidróxidos, brometos, carbonatos, cloretos, sulfatos, e fluoretos, resumidos na Tabela 3.5 [26].

Tabela 3.5: Materiais eutéticos de média e alta temperatura [25].

Material	Temperatura de fusão (°C)	Calor latente (kJ/kg)
48 % $\text{CaCO}_3$ – 45 % $\text{KNO}_3$ – 7 % $\text{NaNO}_3$	130	-
$\text{KNO}_3$ – $\text{NaNO}_2$ – $\text{NaNO}_3$	141	275
$\text{LiNO}_3$ – $\text{NaNO}_3$	195	252
$\text{MgCl}_2$ – $\text{KCl}$ – $\text{NaCl}$	380	149,7

### 3.6.2 Seleção do material de mudança de fase

Para além de selecionar um PCM com base na temperatura de mudança de fase atendendo à temperatura de operação da aplicação, é necessário ter em consideração as propriedades térmicas, físicas e químicas do material, resumidas na Tabela 3.6 [21].

É importante selecionar um material de elevado calor latente, de modo a reduzir o volume do reservatório de armazenamento [21], e que apresente elevada condutividade térmica para promover a transferência de calor tanto no seio do próprio material de armazenamento como para o fluido de transferência térmica [27]. Deve apresentar ainda boa estabilidade química, para conferir um tempo de vida razoável à unidade de armazenamento, e compatibilidade com os materiais utilizados [27].

Um problema destes materiais é o sub-arrefecimento, principalmente nos sais hidratados, que consiste no atraso entre a transição do estado líquido para sólido, sendo por vezes necessário adicionar agentes que facilitam a formação de núcleos de cristalização. Outra possibilidade é a de manter alguns cristais numa pequena zona mais fria para servirem de núcleos de cristalização [21].

Tabela 3.6: Propriedades dos materiais de mudança de fase [21]

Propriedades térmicas	Propriedades físicas	Propriedades químicas
Temperatura de mudança de fase adequada à aplicação	Elevada densidade	Boa estabilidade
Calor latente elevado para a temperatura desejada	Baixa variação de volume na mudança de fase	Compatibilidade com os materiais de construção, ou outros
Condutividade térmica elevada tanto na fase líquida como na fase sólida	Baixa pressão de vapor	Não tóxico
	Equilíbrio de fase favorável	Não inflamável
	Não sofrer sub-arrefecimento	
	Taxa de cristalização suficiente	

A ocorrência de separação de fases é também um dos problemas a contornar, ocorrendo quando a fase líquida não apresenta a mesma composição química que a fase sólida. Uma solução é adicionar meios de suspensão ou agentes espessantes [23]. Adicionalmente é necessário ter em conta aspetos económicos, como o custo, abundância e disponibilidade do material [21].

### 3.6.3 Reservatórios de PCM

Após a seleção do PCM adequado para a aplicação é necessário selecionar o reservatório de armazenamento. Neste contexto, parâmetros geométricos como tamanho e forma do reservatório devem de ser otimizados [28].

Um reservatório de PCM deve cumprir os seguintes requisitos principais [24]:

- Apresentar resistência à corrosão e ter boa estabilidade térmica;
- Agir como meio de barreira, restringindo as reações do PCM com os agentes envolventes;
- Fornecer a superfície adequada para as transferências de calor;
- Fornecer a estabilidade estrutural necessária e ser de fácil manuseio.

Em aplicações solares, o tamanho e forma do reservatório devem ser estabelecidos tendo em consideração a massa de PCM, o tempo de fusão do PCM e a insolação diária da localização pretendida, de modo a garantir um melhor desempenho térmico de longo prazo [28].

### 3.7 Sistemas de permuta térmica associados aos PCM

A energia libertada durante a solidificação do PCM no processo de descarga deve ser transportada através de um sistema permutador de calor. Os métodos convencionais utilizados consistem em permutadores tubulares, em cujo interior circula o fluido de transferência térmica, que são imersos no PCM, como representado na Figura 3.16 [21].

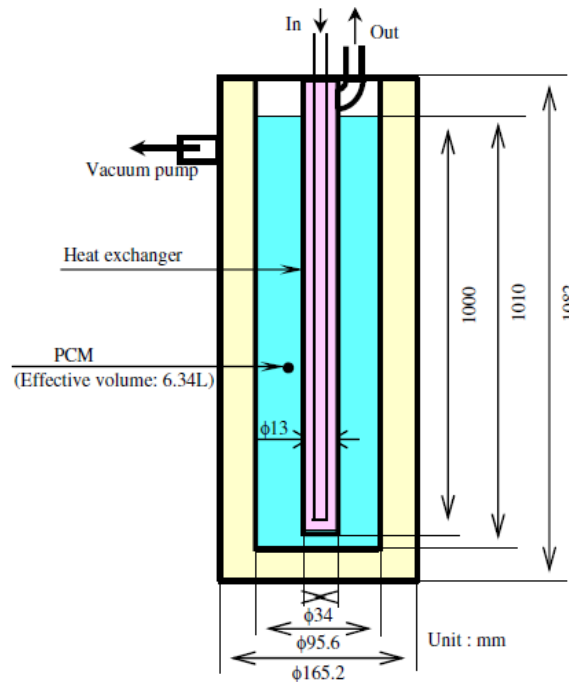


Figura 3.16: Configuração de permutador de calor [21].

No entanto, a maioria dos PCM apresenta uma condutividade térmica baixa, próxima dos  $0,5 \text{ W/(m.K)}$ , levando a que o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido de transferência térmica e o material de armazenamento seja relativamente baixo. Tal tem motivado o estudo de técnicas para promover a permuta térmica dos PCM [27].

A utilização de tubagens alhetadas é uma solução, uma vez que os PCM apresentam uma fase sólida, o aumento da área de contacto entre a tubagem de permuta e o material de armazenamento promove uma melhoria da eficiência térmica dos sistemas de permuta. Estas alhetas podem ser tanto retangulares como circulares [27]. As alhetas são normalmente feitas de folha de grafite, alumínio, cobre, ou aço inoxidável. Na Figura 3.17 é possível verificar o aumento significativo da performance da permuta térmica com a utilização de superfícies alhetadas. É ainda ilustrada uma comparação entre o desempenho das alhetas de grafite e das de aço. As alhetas de aço exigem um maior volume e peso que as de grafite, de forma a conferirem a mesma performance térmica. A folha de grafite apresenta grandes vantagens na operação a altas temperaturas, devido à elevada condutividade térmica, baixa densidade, e boa resistência à corrosão contra nitratos e nitrites acima dos  $250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Por sua vez, as alhetas de alumínio são adequadas para aplicações acima dos  $330 \text{ }^{\circ}\text{C}$  [27].

O encapsulamento dos PCM é também uma opção. Este método consiste em cobrir determinadas quantidades de PCM com uma cápsula, que funciona como uma camada

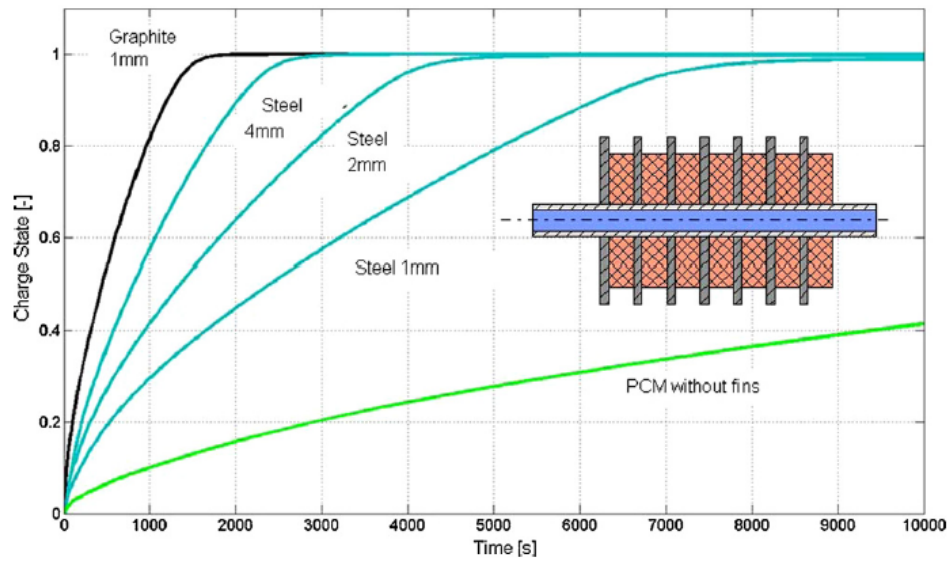


Figura 3.17: Comparação do tempo carga utilizando alhetas de aço de várias espessuras e alhetas de grafite [27].

intermédia entre o PCM e o fluido envolvente (Figura 3.18) [29].

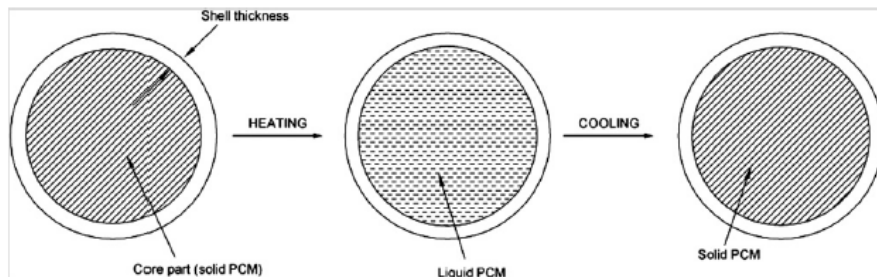


Figura 3.18: Mudança de fase de PCM encapsulado [29].

As cápsulas permitem assegurar a manutenção da composição original do PCM durante o processo de carga e descarga, uma vez que são diminuídas, ou mesmo completamente inibidas, as reações com o fluido de transferência térmica. O encapsulamento aumenta a estabilidade térmica e mecânica dos PCM, promove uma maior taxa de transferência de calor e aumenta a exposição do PCM ao HTF [29].

O correto dimensionamento da espessura da cápsula é muito importante neste tipo de sistemas, uma vez que uma espessura demasiado fina pode não cumprir os requisitos térmicos e estruturais necessários, assim como uma espessura excessiva reduz a quantidade de PCM e aumenta o volume do reservatório [29]. Devido à transição de fase, a quantidade de PCM inserida na cápsula não deve exceder 80 % do volume global, de modo assegurar a estabilidade nas variações de pressão e volume durante os ciclos de fusão e solidificação [27]. Como representado na Figura 3.19, as cápsulas podem ter diversas geometrias; no entanto, as estruturas esféricas, cilíndricas, tubulares e retangulares são as mais usuais [29].

Relativamente aos materiais utilizados, para processos a baixas temperaturas é suficiente a cobertura com cápsulas flexíveis de plástico. Processos de média a alta temperatura implicam estruturas de maior resistência térmica como alumínio, aço, e cobre [27; 29].

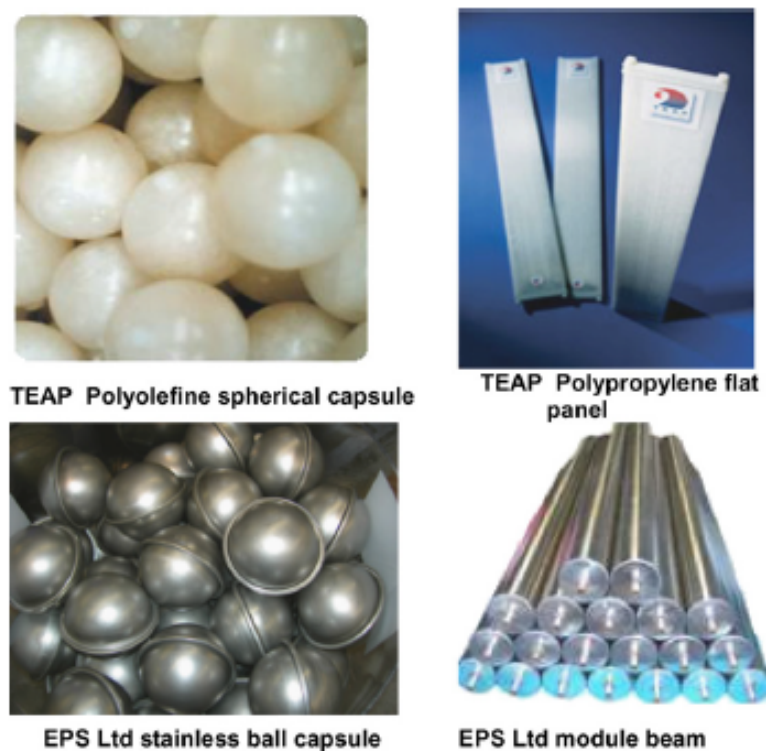


Figura 3.19: Geometrias e materias utilizados no encapsulamento de PCMs [30].

Outra técnica consiste na adição de materiais com elevada condutividade térmica no seio do PCM. Baseia-se em incorporar o PCM numa matriz de um material compósito, normalmente uma matriz expandida de grafite, como ilustrado na Figura 3.20, ou utilizando fibras de carbono [30].



Figura 3.20: Estrutura resultante da incorporação do PCM numa matriz de grafite [30].

A combinação do fluido de transferência térmica (HTF) com as técnicas de anteriormente mencionadas permite formar diversos arranjos de permuta térmica, ilustrados na Figura 3.21. A primeira, na Figura 3.21a, de superfície plana em que o HTF circula nos canais formados pela disposição de sucessivas camadas de PCM com secção retangular ou quadrada. As Figuras 3.21b, c e d esquematizam permutadores do tipo *shell and tube*, normalmente de configuração cilíndrica, com fluxo interno, paralelo e cruzado, respetivamente. Por fim, a Figura 3.21e representa um permutador de leito de esferas, onde o PCM é colocado em cápsulas esféricas e o HTF circula no volume restante do reservatório [24].

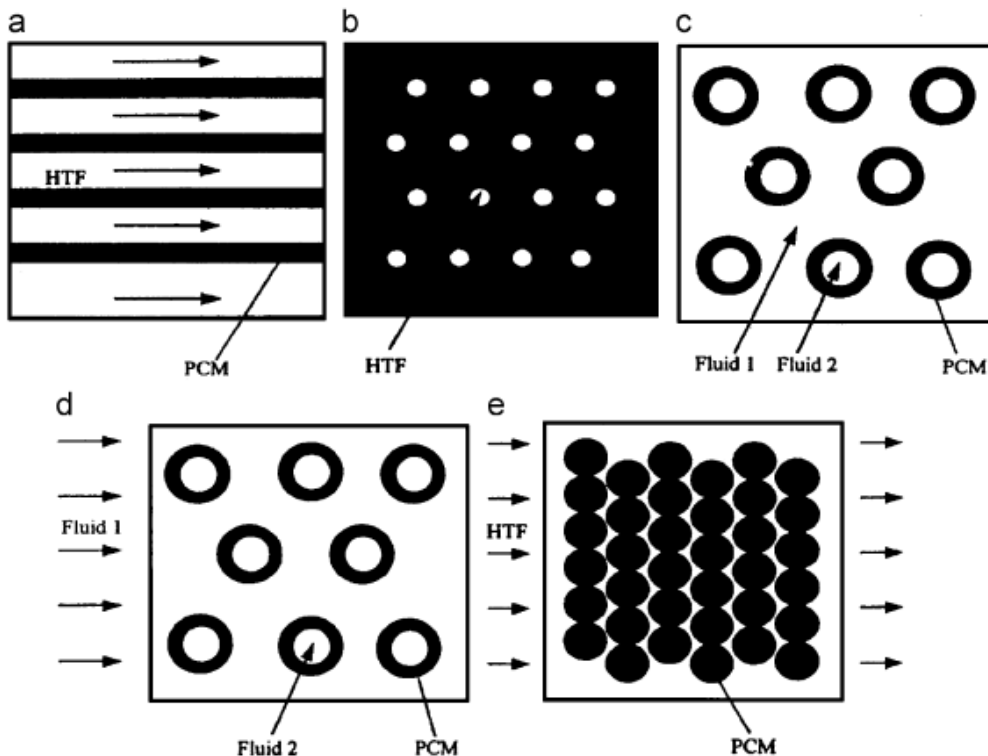


Figura 3.21: Sistemas de permuta com PCMs: (a) superfície plana; (b) *shell and tube* com fluxo interno; (c) *shell and tube* com fluxo paralelo; (d) *shell and tube* com fluxo cruzado; (e) leito de esferas [24].

### 3.8 Cozinhas solares com armazenamento de energia na forma de calor latente

Um dos primeiros registos de sistemas de cozinha solar com armazenamento de energia na forma de calor latente foi desenvolvido em 1987, por Ramadan, que construiu um fogão de caixa com hidróxido de bário octahidratado (sal hidratado) como material de armazenamento [23; 32].

Na Tabela 3.7 encontram-se resumidos os estudos mais antigos para sistemas de cozinha solar com recurso a PCM.  $T_{\text{melt}}$  refere-se à temperatura de fusão do material de

armazenamento utilizado. Destacam-se os estudos realizados por Sharma, que de forma primeira em 2000 desenvolveu um fogão de caixa com 2 kg de acetamida. Como ilustrado na Figura 3.22, no recipiente de cozedura foi adicionado um cilindro concêntrico, no qual se inseriu o PCM. Na parede interna do recipiente foram soldadas 8 alhetas de modo a aumentar a taxa de transferência de calor. A adição do PCM não afetou a performance do meio-dia, tendo sido possível cozinhar durante a noite [21].

Tabela 3.7: Diferentes tipos de PCM usados na cozinha solar [23; 32]

Autor e Ano	Material	Método de cozinha	T <sub>melt</sub> [°C]
Ramadan, 1988	Hidróxido de bário octahidratado	Direto (Painel)	78
Domanski, 1995	Nitrato de magnésio hexahidratado	Direto (Caixa)	89
Buddhi e Sahoo, 1997	Ácido esteárico	Direto (Caixa)	55,1
Sharma, 2000	Acetamida	Direto (Caixa)	82
Buddhi, 2003	Acetanilida	Direto (Caixa)	118,9
Sharma, 2005	Eritritol	Indireto (Coletor de tubos de vácuo)	118
Hussein, 2008	Nitrato de magnésio hexahidratado	Indireto (Coletor plano)	89
El-Sebaei, 2009	Acetanilida e cloreto de magnésio hexahidratado	Indireto (Coletor plano)	116,7 e 116

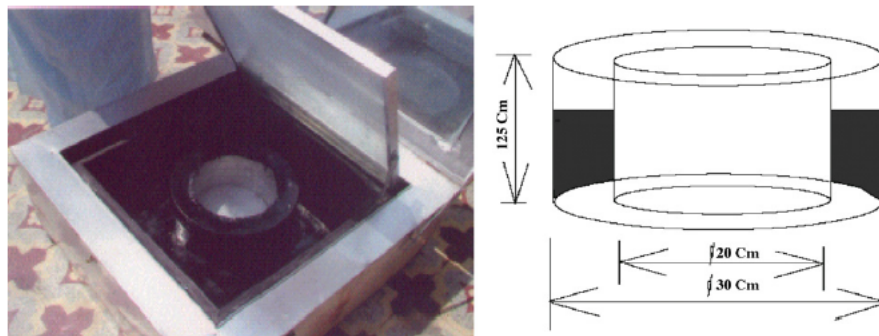


Figura 3.22: Configuração do fogão estudado por Sharma [21].

Seguidamente, o mesmo autor desenvolveu o sistema da Figura 3.23, que englobava coletores de tubo de vácuo e um reservatório de Eritritol. Este sistema utilizava água que permitia a transmissão do calor absorvido desde o coletor até ao reservatório, aquecido através de um tubo de aço inoxidável imerso no PCM e enrolado à volta do reservatório de cozedura, como ilustrado nas Figuras 3.24a e 3.24b. Os resultados obtidos foram satisfatórios para dias de Verão, tendo sido registadas temperaturas máximas no PCM de 125 a 130 °C. Já no Inverno o PCM não atingiu a temperatura de fusão [31].

Até à data não existem registos de sistemas indiretos de cozinhas solares com armazenamento a altas temperaturas (>150 °C) [32].

No entanto, num estudo mais recente foi desenvolvida uma unidade de armazenamento térmico composta pela mistura de sais de nitrato e de nitrito, com uma tempera-



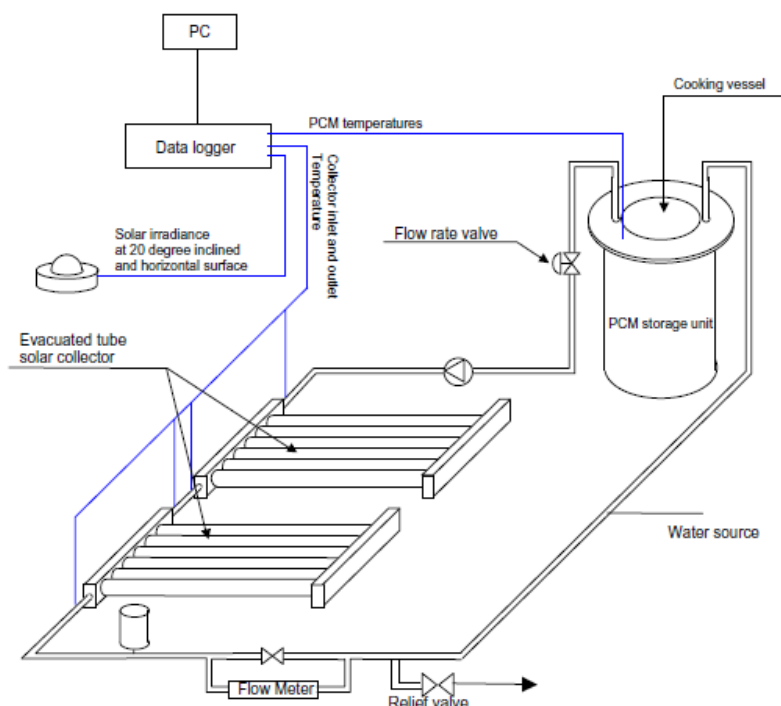
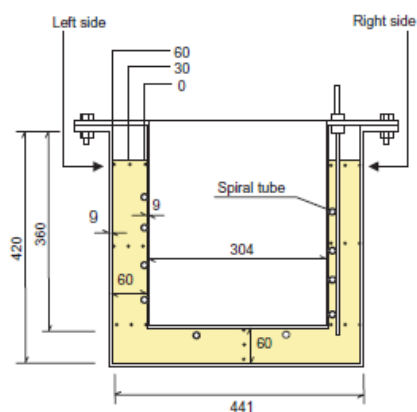


Figura 3.23: Configuração do fogão indireto estudado por Sharma [7].



(a) Esquema do reservatório de armazenamento e cozedura.



(b) Reservatório de cozedura e tubo de aço inoxidável.

Figura 3.24: Reservatório de cozedura [31].

tura de fusão de  $145,14\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Esta mistura foi testada no fogão de caixa da Figura 3.25a, quando colocada no volume anular resultante de dois cilíndricos concêntricos (Figura 3.25b). Os testes foram realizados com e sem a implementação do material de armazenamento para o aquecimento de óleo de silicone. Observou-se que a adição do PCM afeta ligeiramente a performance do fogão na fase de aquecimento. No entanto, o sistema de armazenamento ampliou a utilização do fogão quando a radiação solar não era significativa, aumentando o tempo de arrefecimento do conjunto e permitindo manter

o óleo a uma temperatura de 130 a 170 °C, o que comprovou a eficácia da solução em estudo [32].

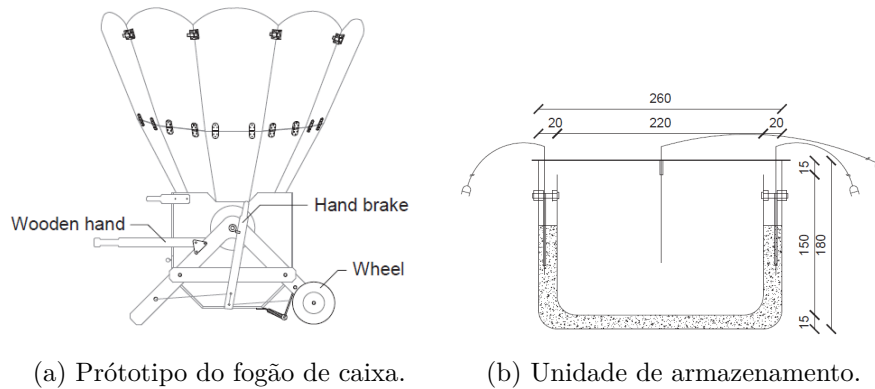
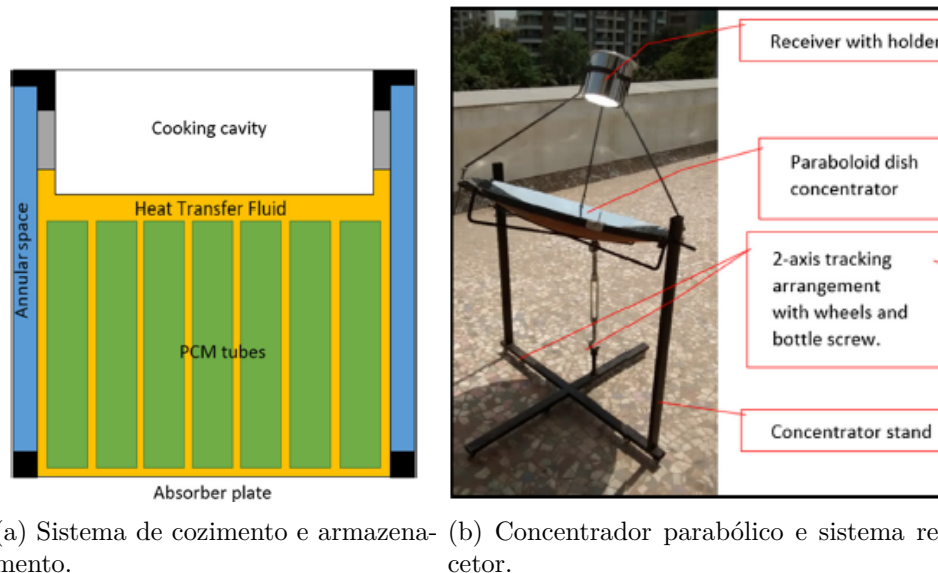


Figura 3.25: Fogão de caixa integrado com a unidade de armazenamento [32].

Um sistema com particularidades diferentes foi desenvolvido em 2017, por Bhave e Thakare, em que o armazenamento da energia térmica foi conseguido através do encapsulamento do PCM. Foram utilizados tubos de alumínio com cloreto de magnésio hexahidratado, imersos em óleo térmico. Como ilustrado na Figura 3.26a, a cavidade de cozedura e o reservatório de armazenamento são sistemas conjuntos, colocados no foco do concentrador de disco parabólico (Figura 3.26b). O conjunto foi coberto com uma tampa isolante no momento de transferência para a cozinha de modo a restringir as perdas de calor. Durante o teste o sistema foi capaz de cozinhar 140 g de arroz em 30 min a partir da energia armazenada [33].



(a) Sistema de cozimento e armazenamento. (b) Concentrador parabólico e sistema receptor.

Figura 3.26: Fogão solar desenvolvido por Bhave e Thakare [33].

Mais recentemente foi estudado experimentalmente o fogão ilustrado na Figura 3.27, onde pequenas cápsulas de alumínio preenchidas com acetamida foram colocadas no foco

de um coletor cilíndrico parabólico, e posteriormente transportadas para a estrutura de armazenamento após atingirem a completa mudança de fase. Nesta estrutura foi feito circular ar como fluido de transferência térmica. O ar aquecido através da descarga do PCM permitiu cozinhar na panela colocada no topo da estrutura. Foi verificada uma maior eficácia do sistema com o aumento do caudal de ar, tendo sido obtida uma temperatura máxima de 100 °C para 300 g de arroz e 500 g de água em aproximadamente 30 min [34].

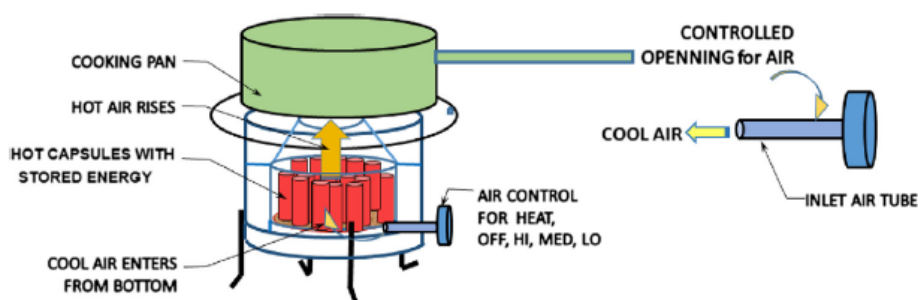


Figura 3.27: Diagrama esquemático do fogão solar com cápsulas de Acetamida [34]



# Parte II

## Métodos e Modelos



## Capítulo 4

# Modelação Numérica

### 4.1 Descrição do sistema

Pela análise dos sistemas apresentados anteriormente, os fogões solares indiretos já estudados implicam normalmente a utilização de um reservatório de cozedura específico e, muitas vezes, de posição fixa no próprio fogão, o que torna menos viável a sua aplicação. Desta forma, estudou-se a viabilidade de um sistema de cozinha solar com a possibilidade de utilizar uma panela convencional.

Uma vez que se pretende cozinhar a altas temperaturas o sistema em estudo, ilustrado na Figura 4.1, engloba um concentrador de disco parabólico de pequena escala. Na cozinha situa-se o reservatório de armazenamento de energia a alta temperatura usando PCM, baseado essencialmente em [33]. Este reservatório é constituído por módulos de secção retangular com o material de mudança de fase (PCM), e passagens de fluido de igual geometria nos quais circula o fluido de transferência térmica (HTF) desde do fundo do reservatório de armazenamento até ao topo, onde será colocada a panela.

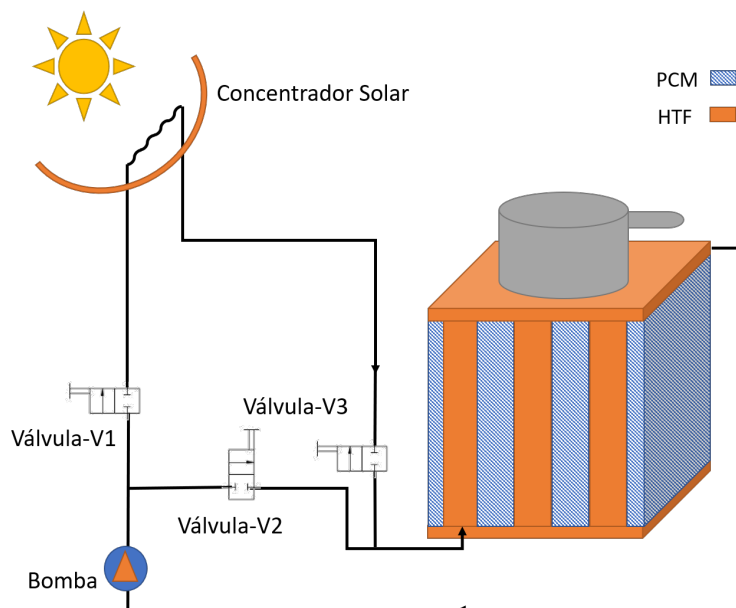


Figura 4.1: Configuração do sistema em estudo.

Uma bomba e 3 válvulas de duas vias permitem a distribuição do HTF em 2 circuitos distintos. O circuito primário, que liga o concentrador ao reservatório, na fase de carregamento do PCM ou quando se pretende cozinhar e carregar o PCM simultaneamente, em que as válvulas V1 e V3 se encontram abertas e a válvula V2 fechada. Quando a temperatura do PCM supera a temperatura do HTF o circuito principal é desativado, por fecho das válvulas V1 e V3, sendo ativado o circuito secundário quando se pretende cozinhar, através da abertura da válvula V2.

Na parte superior do fogão, o caudal resultante das diversas passagens de fluido do sistema de armazenamento, permite o aquecimento da panela. Esta parede superior é devidamente isolada com uma placa, de modo a inibir as perdas térmicas na fase de carregamento.

Como HTF seleccionou-se o óleo térmico Therminol-66, indicado para aplicações a alta temperatura, até 345 °C, cujas propriedades se encontram resumidas na Tabela 4.1 [35].

Tabela 4.1: Propriedades do óleo térmico Therminol-66 a 150 °C [35].

Therminol-66	
$\rho$	920,6 kg/m <sup>3</sup>
$c_p$	2014 J/(kg.K)
$k$	0,11 W/(m.K)
$\mu$	$1,519 \times 10^{-3}$ N.s/m <sup>2</sup>

Relativamente ao material de armazenamento de energia, seleccionou-se um PCM com temperatura de fusão elevada, de 142 °C, o HITEC *Heat Transfer Salt*. Este PCM é uma mistura eutética de sais inorgânicos solúveis em água, com nitrato de potássio, nitrito de sódio, e nitrato de sódio. As propriedades termo-físicas deste material são resumidas na Tabela 4.2 [36].

Tabela 4.2: Propriedades do PCM HITEC *Heat Transfer Salt* [36].

HITEC - <i>Heat Transfer Salt</i>	
$T_{melt}$	142 °C
$\Delta h_{mf}$	81,41 kJ/kg
$c_{p,s}$	1340 J/(kg.K)
$c_{p,l}$	1560 J/(kg.K)
$\rho$	1940 kg/m <sup>3</sup>
$k$	0,57 W/(m.K )

Para que o sistema possa ser instalado em qualquer cozinha deve cumprir as dimensões *standard* dos equipamentos domésticos. O conjunto do reservatório de armazenamento de energia e respetivas paredes e isolamento térmico não deverá ultrapassar os 85 cm de altura e 60 cm de largura e profundidade. Assim, assumiu-se um reservatório de armazenamento de energia com 40 cm de largura e profundidade ocupados pelo conjunto de módulos de PCM e passagens de HTF, o que permite um restante de 20 cm para isolamento térmico e paredes do reservatório.

Neste estudo foi estimado o tempo necessário para ferver 1 L de água e cozinhar 500 g de arroz, tendo sido implementados dois períodos de cozinha, um do meio-dia que



se inicia às 12 h, e um da noite que se inicia às 19 h.

## 4.2 Coletor solar

A taxa de energia solar disponível no coletor é calculada pela produto da área de abertura do coletor e a intensidade da radiação solar,

$$\dot{Q}_{total} = A_a G_b \quad (4.1)$$

por sua vez, a potência calorífica que o coletor consegue absorver pode ser determinada usando a eficiência ótica do coletor;

$$\dot{Q}_{abs} = \eta_{opt} \dot{Q}_{total} \quad (4.2)$$

no entanto, como descrito pela Equação (4.3), para além das perdas óticas os coletores apresentam perdas térmicas por convecção e radiação,

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{perdas,rad} + \dot{Q}_{perdas,conv} \quad (4.3)$$

sendo o calor útil absorvido pelo HTF no coletor calculado pela Equação (4.4),

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_f c_f (T_{out} - T_{in}) \quad (4.4)$$

o que permite obter a eficiência térmica do sistema recetor de energia solar:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_{abs}} = \frac{\dot{m}_f c_f (T_{out} - T_{in})}{\eta_{opt} \dot{Q}_{total}} \quad (4.5)$$

Os concentradores de disco parabólico comerciais de alta refletividade apresentam uma eficiência ótica de 70 %. Admitindo um rendimento térmico de 50 %, obtêm-se a eficiência total máxima de 35 % [37].

Uma vez que a eficiência de um coletor depende da temperatura do fluido no recetor, da radiação solar, e da temperatura ambiente, utilizou-se a Equação (4.6) para o cálculo do rendimento total do coletor [17]. Considerou-se que o coletor apresenta um sistema de seguimento solar, variando a sua orientação consoante a posição da fonte solar.

$$\eta_{total} = 0,35 - 0,4632 \left( \frac{T_{in} - T_{amb}}{G_b} \right) \quad (4.6)$$

De modo a absorver o máximo de calor no coletor solar é vantajosa a circulação do HTF com uma velocidade relativamente baixa. No entanto, um caudal mássico inferior 0,01 kg/s, embora permita absorver mais calor, também proporciona maiores perdas no recetor. Deste modo, a performance dos coletores é máxima para caudais mássicos do HTF no intervalo entre 0,01 e 0,05 kg/s [38].

### 4.3 Encaminhamento da energia térmica

#### 4.3.1 Circuito primário

A energia térmica do HTF é transferida do coletor para o sistema de armazenamento de energia através de condutas. Uma vez que a temperatura do fluido é mais elevada que a temperatura do ambiente, é necessário ter em consideração as perdas de calor ao longo das condutas. A temperatura obtida no final do trajeto foi calculada pela Equação (4.7).

$$T_{out} = T_{amb} - (T_{amb} - T_{in}) \exp\left(-\frac{1}{\dot{m}_f c_f R_{total}}\right) \quad (4.7)$$

A resistência total,  $R_{total}$ , foi determinada pela Equação (4.8), onde se incluíram as trocas de calor por convecção nas superfícies interna e externa da conduta, e a condução através da parede da conduta e isolamento.

$$R_{total} = \frac{1}{\pi D_{int} L h_f} + \frac{1}{\pi (D_{ext} + 2e_{isol}) L h_{amb}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext} + 2e_{isol}}{D_{ext}}\right)}{2\pi L k_{isol}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi L k_{tubo}} \quad (4.8)$$

As condutas seleccionadas são de aço inoxidável, cujas dimensões e propriedades térmicas do material se encontram resumidas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Dimensões e propriedades térmicas do material das condutas e isolamento térmico [39].

Condutas	
$D_{int}$	20 mm
$D_{ext}$	22 mm
$k_{tubo}$	18,65 W/(m.K)
L	10 m
$e_{isol}$	40 mm
$k_{isol}$	0,05 W/(m.K)

Para o isolamento térmico das condutas, escolheu-se uma fibra de cerâmica, utilizada para sistemas que operam a temperaturas elevadas, com condutividade térmica de 0,05 W/(m.K), e uma espessura de 40 mm de isolamento [40].

O coeficiente de transferência de calor por convecção do HTF foi obtido pela Equação (4.10). Considerando um escoamento laminar plenamente desenvolvido ( $Re < 2300$ ), o número de Nusselt depende da geometria da secção transversal do tubo. Em secções circulares este valor é de 3,66 para uma temperatura de superfície constante [39].

$$Re = \frac{\dot{m}_f D_H}{\mu A_{tr}} \quad (4.9)$$

$$h_f = \frac{Nu \cdot k}{D_H} \quad (4.10)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção para o ar ambiente, foi estimado pela Equação (4.11) tendo em conta a velocidade do vento,  $v_{vento}$ , a qual se considerou constante e igual a 4 m/s [17].

$$h_{amb} = 2,8 + 3v_{vento}[\text{m/s}] \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (4.11)$$

#### 4.3.2 Circuito secundário

O cálculo das perdas térmicas no circuito secundário é análogo ao do circuito primário. No entanto, alterou-se o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para o ambiente para  $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , uma vez que este circuito não passa no concentrador solar. Assumiu-se um comprimento de 5 m para o circuito secundário.

### 4.4 Reservatório de armazenamento de energia com PCM

O reservatório de armazenamento de energia com PCM em estudo opera a altas temperaturas, o que proporciona perdas térmicas significativas através das suas paredes laterais, que devem ser atenuadas com a utilização de um isolamento térmico adequado, com baixa condutividade térmica operando a temperaturas elevadas. A consideração destas perdas térmicas aumentaria significativamente a carga computacional e o tempo de simulação, uma vez que implicaria a análise da evolução da temperatura de cada um dos módulos de PCM e de cada uma das passagens de HTF existentes. Cada um deles apresentaria diferentes evoluções temporais de temperatura, sendo a temperatura dos módulos mais extremos mais baixa que a temperatura dos módulos mais interiores devido às perdas térmicas pelas laterais. De notar que, embora ocorram estas perdas térmicas o sistema proposto funciona exclusivamente com energia solar, que, por si mesma, não tem um custo associado.

De modo a reduzir a carga computacional e o tempo de simulação, e sendo o presente trabalho apenas de um estudo de viabilidade e exequibilidade e não um estudo de projeto, foi considerado um reservatório acumulador de energia perfeitamente isolado termicamente pelas laterais e por baixo, ignorando por isso as trocas de calor para o ar envolvente pelas laterais. Tal permite a análise da evolução das temperaturas do HTF e do PCM num só módulo, já que os restantes têm o mesmo comportamento. Para que esta simplificação seja justificada é necessário admitir que os módulos de PCM nos lados extremos laterais do reservatório têm metade da largura dos restantes, como ilustrado na Figura 4.2.

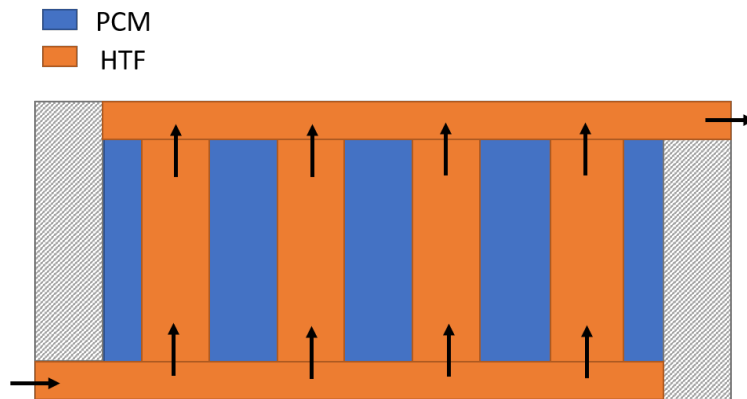


Figura 4.2: Configuração do reservatório de armazenamento de energia.

Para a modelação numérica do sistema de armazenamento de energia foi tida em consideração a conservação de energia para o volume de controlo do fluido  $i$  (Figura 4.3). Admitindo as variações velocidade e de nível desprezáveis para a conservação de energia, obteve-se a Equação (4.12). O caudal  $\dot{m}_f$  é resultante da divisão do caudal total de fluido pelo número de passagens do HTF no sistema de armazenamento de energia.

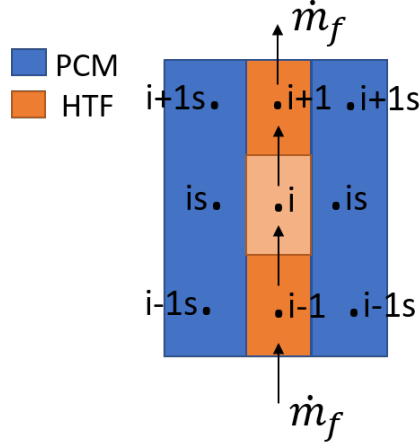


Figura 4.3: Volume de controlo  $i$  de HTF.

$$m_f c_f \frac{dT_f}{dt} = \dot{Q}_i + \dot{m}_f c_f (T_{in} - T_{out}) \quad (4.12)$$

Considerando que a temperatura do fluido de entrada, no volume de controlo  $i$  é igual à temperatura de saída do volume de controlo anterior,  $T_{i-1}$ , temos que:

$$m_{f,i} c_f \frac{dT_{f,i}}{dt} = \dot{Q}_i + \dot{m}_f c_f (T_{f,i-1} - T_{f,i}) \quad (4.13)$$

Como a velocidade do fluido é relativamente baixa, para além de considerar as trocas de calor com o material de armazenamento de energia, consideraram-se as trocas de calor por condução no seio do próprio fluido, como descrito na Equação (4.14).

$$\dot{Q}_i = U_i A_i (T_{s,i} - T_{f,i}) + \frac{k_f A_c}{\Delta y} (T_{f,i-1} - 2T_{f,i} + T_{f,i+1}) \quad (4.14)$$

Nesta equação  $A_i$  é a área através da qual o volume de controlo  $i$  troca calor com o PCM,  $A_c$  a área de secção transversal do fluido em escoamento, e  $\Delta y$  a distância entre os centros de dois volumes de controlo consecutivos.

Substituindo o valor  $\dot{Q}_i$  na Equação (4.13) obteve-se:

$$m_{f,i} c_f \frac{dT_{f,i}}{dt} = U_i A_i (T_{s,i} - T_{f,i}) + \frac{k_f A_c}{\Delta y} (T_{f,i-1} - 2T_{f,i} + T_{f,i+1}) + \dot{m}_f c_f (T_{f,i-1} - T_{f,i}) \quad (4.15)$$

Numa simulação numérica transitória, para intervalos de tempo reduzidos é admissível utilizar o método de diferenças finitas explícito: A temperatura de um determinado nó no instante seguinte  $t + \Delta t$  é calculada a partir do conhecimento das temperaturas do

próprio nó e dos nós vizinhos no instante anterior  $t$ . A escolha de intervalos  $\Delta t$  e  $\Delta y$  reduzidos aumenta a exatidão da solução, mas também requer maior carga computacional e mais tempo para a deteção da solução [39].

A Equação (4.15) vem assim,

$$m_{f,i} c_f \frac{T_{f,i}^{t+\Delta t} - T_{f,i}^t}{\Delta t} = U_i A_i (T_{s,i}^t - T_{f,i}^t) + \frac{k_f A_c}{\Delta y} (T_{f,i-1}^t - 2T_{f,i}^t + T_{f,i+1}^t) + \dot{m}_f c_f (T_{f,i-1}^t - T_{f,i}^t) \quad (4.16)$$

ou, explicitando  $T_{f,i}^{t+\Delta t}$ ,

$$T_{f,i}^{t+\Delta t} = T_{f,i}^t + \frac{\Delta t}{m_{f,i} c_f} [U_i A_i (T_{s,i}^t - T_{f,i}^t) + \frac{k_f A_c}{\Delta y} (T_{f,i-1}^t - 2T_{f,i}^t + T_{f,i+1}^t) + \dot{m}_f c_f (T_{f,i-1}^t - T_{f,i}^t)] \quad (4.17)$$

A modelação da evolução das temperaturas ao longo do material de armazenamento (PCM) (Figura 4.4) baseou-se também na equação de conservação de energia para o volume de PCM  $i$ :

$$m_s c_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_{s,i} \quad (4.18)$$

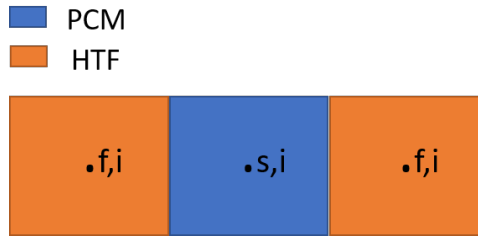


Figura 4.4: Volume de controlo de PCM  $i$ .

A Equação (4.19) permite obter o calor  $\dot{Q}_{s,i}$ , considerando a condução de calor no próprio material de mudança de fase, e as trocas de calor com o fluido de transferência térmica.

$$\dot{Q}_{s,i} = U_i A_i (T_{f,i} - T_{s,i}) + k_s A_{c,s} \frac{T_{s,i-1} - T_{s,i}}{\Delta y} + k_s A_c \frac{T_{s,i+1} - T_{s,i}}{\Delta y} \quad (4.19)$$

Conhecida a expressão de  $\dot{Q}_{s,i}$ , e adotando novamente o método explícito, obteve-se a Equação (4.20) para o cálculo da temperatura do PCM em cada nó  $i$ , para cada instante  $t + \Delta t$ .

$$T_{s,i}^{t+\Delta t} = T_{s,i}^t + \frac{\Delta t}{m_{s,i} c_s} [U_i A_i (T_{f,i}^t - T_{s,i}^t) + \frac{k_f A_c}{\Delta t} (T_{s,i-1}^t - 2T_{s,i}^t + T_{s,i+1}^t)] \quad (4.20)$$

Tratando-se de um material que sofre uma mudança de fase o valor do calor específico do PCM depende da sua temperatura e estado. Para a momento de mudança de fase este

valor,  $c_{mf}$ , pode ser descrito pela Equação (4.21). O intervalo de temperatura,  $\Delta T_{mf}$ , varia consoante o tipo de PCM em utilização; para materiais eutéticos foi considerado um intervalo de temperatura de 1 °C.

$$m_s c_{mf} \Delta T_{mf} = m_s \Delta h_{mf} \Leftrightarrow c_{mf} = \frac{\Delta h_{mf}}{\Delta T_{mf}} \quad (4.21)$$

Assim, o calor específico do PCM,  $c_s$ , é:

$$\begin{cases} c_s = c_{p,s} & \text{se o PCM está no estado sólido } (T_s < T_{melt}) \\ c_s = c_{mf} & \text{se o PCM está a mudar de fase } (T_{melt} \leq T_s \leq T_{melt} + \Delta T_{mf}) \\ c_s = c_{p,l} & \text{se o PCM está no estado líquido } (T_s > T_{melt} + \Delta T_{mf}) \end{cases} \quad (4.22)$$

#### 4.4.1 Coeficiente global de transferência de calor

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor entre o HTF e o PCM foi considerada a influência de uma parede de separação, com funcionamento idêntico a uma cápsula, que permite assegurar a manutenção da composição original do PCM durante o processo de carga e descarga, ilustrada na Figura 4.5. Considerou-se uma parede de aço inoxidável com 3 mm de espessura.

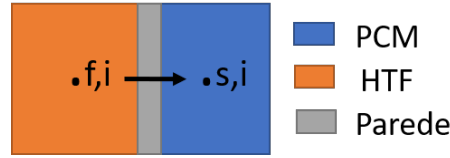


Figura 4.5: Trocas de calor entre o HTF e o PCM.

O valor de  $U_i$  foi determinado pela Equação (4.23), desprezando as trocas de calor por condução no PCM. Uma vez que se consideram espessuras finas é admissível igualar a temperatura da superfície à sua temperatura central.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{e_{parede}}{k_{parede}}} \quad (4.23)$$

No cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção do HTF,  $h_f$ , seguiu-se a metodologia apresentada anteriormente que culminou nas Equações (4.9) e (4.10), para escoamentos laminares plenamente desenvolvidos. Uma vez que a espessura dos canais é muito reduzida a razão entre as dimensões da secção transversal dos canais foi considerada infinita, o que corresponde a um valor de 5,60 para o número de Nusselt admitindo a temperatura de superfície constante [39].

## 4.5 Parte superior do fogão

A análise da parte superior do sistema segue a mesma metodologia apresentada anteriormente. No entanto, a temperatura final do HTF deve ser calculada de duas formas distintas. Como ilustrado na Figura 4.6, para nós onde ocorre adição de fluido vindo da parte inferior do sistema, utilizou-se a Equação (4.24).  $T_{f,2}$  representa a temperatura do

fluxo da parte inferior do sistema, e  $T_{f,1}$  a temperatura do fluido vindo do nó anterior da parte superior. O calor interno foi calculado pela Equação (4.25), contabilizando as trocas de calor com o ar exterior e por condução no fluido de entrada inferior.

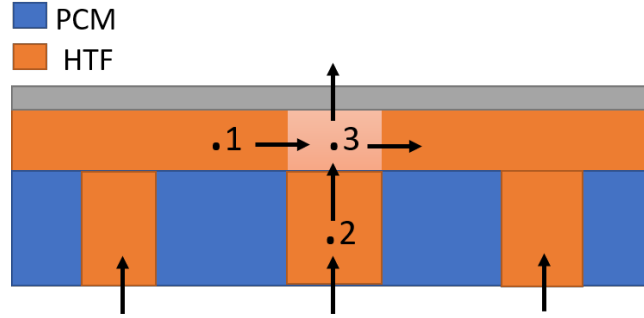


Figura 4.6: Esquema de análise da parte superior do sistema.

$$T_{f,3}^{t+\Delta t} = T_{f,3}^t + \frac{\Delta t}{m_{f,3}c_f} [\dot{Q}_3 + \dot{m}_{f,1}c_f T_{f,1}^t + \dot{m}_{f,2}c_f T_{f,2}^t - (\dot{m}_{f,1} + \dot{m}_{f,2})c_f T_{f,3}^t] \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_3 = UA_c(T_{ar} - T_{f,3}^t) + \frac{k_f A_c}{\Delta y} (T_{f,2}^t - T_{f,3}^t) \quad (4.25)$$

Quando não existe adição de fluido vinda da parte inferior, utilizou-se a Equação (4.26). Neste caso o calor  $\dot{Q}_3$  apresenta apenas o contributo das trocas térmicas com o ar exterior, devido à reduzida espessura dos elementos não foi considerada a troca de calor entre o topo do PCM e o HTF, que culminaria na Equação (4.27), sendo  $h$  o coeficiente de transferência de calor por convecção médio entre o HTF e o PCM.

$$T_{f,3}^{t+\Delta t} = T_{f,3}^t + \frac{\Delta t}{m_{f,3}c_f} [\dot{Q}_3 + \dot{m}_{f,1}c_f (T_{f,1}^t - T_{f,3}^t)] \quad (4.26)$$

$$\dot{Q}_3 = UA_c(T_{ar} - T_{f,3}^t) + hA_c(T_{s,2}^t - T_{f,3}^t) \quad (4.27)$$

Como ilustrado na Figura 4.7, na fase de carregamento do sistema de armazenamento de energia a parede superior do fogão é coberta com uma placa de isolamento, o que resulta no coeficiente global de transferência de calor da Equação (4.28). Utilizou-se o mesmo material do isolamento térmico das tubagens, mas com 50 mm de espessura, e admitiu-se novamente um valor de 5 W/(m<sup>2</sup>.K) para o coeficiente de transferência de calor por convecção com o ar envolvente.

$$U_{isolamento} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar}} + \frac{1}{h_f} + \frac{e_{parede}}{k_{parede}} + \frac{e_{isol}}{k_{isol}}} \quad (4.28)$$

Quando se pretende cozinhar a placa de isolamento térmico é retirada, tendo sido utilizada a Equação (4.29) para calcular a transferência de calor em secções que não entram em contacto com a panela (Figura 4.8).

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar}} + \frac{1}{h_f} + \frac{e_{parede}}{k_{parede}}} \quad (4.29)$$

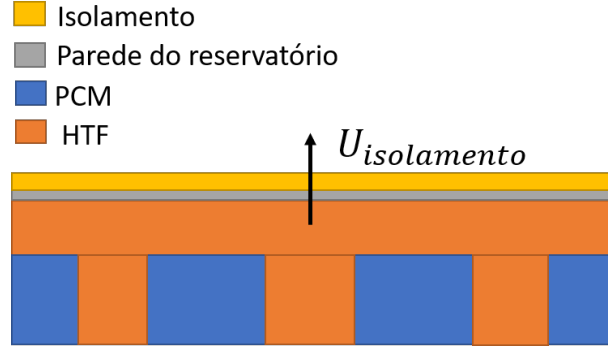


Figura 4.7: Esquema da parte superior do sistema com isolamento.

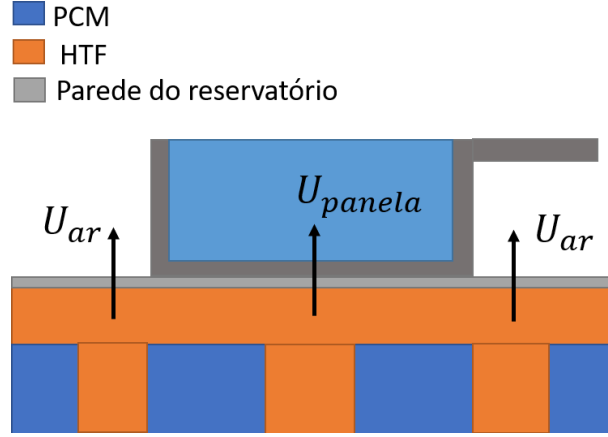


Figura 4.8: Esquema da parte superior do sistema com a panela.

Nas secções em contacto com a panela utilizou-se a Equação (4.30), sendo  $h_{panela}$  o coeficiente de transferência de calor por convecção da água na panela,  $e_{panela}$  a espessura do fundo da panela, e  $R_c$  a resistência de contacto entre o fundo da panela e a parede do fogão.

$$U_{panela} = \frac{1}{\frac{1}{h_{panela}} + \frac{e_{panela}}{k_{panela}} + R_c + \frac{e_{parede}}{k_{parede}} + \frac{1}{h_f}} \quad (4.30)$$

Ao determinar o calor fornecido para a panela é necessário ter em atenção a vaporização da água, e por consequência, a variação de massa a partir do momento em que esta atinge o ponto de ebulição. Assim, calculou-se a temperatura da água pela Equação (4.31) até serem atingidos os 100 °C, em que  $A_c$  é a área do fundo da panela.

$$T_w^{t+\Delta t} = T_w^t + \frac{U_{panela} A_c (T_f^t - T_w^t) \Delta t}{m_w c_{p,w}} \quad (4.31)$$

Após atingidos os 100 °C, utilizou-se a Equação (4.32) para determinação da variação de massa da água quando verificadas as condições de manutenção da temperatura de ebulição.



$$\Delta m_w = \frac{U_{panela} A_c (T_f^t - T_w^t) \Delta t}{\Delta h_{vapor}} \quad (4.32)$$

Foram utilizadas as propriedades termo-físicas da água resumidas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Propriedades termo-físicas da água [39].

Água	
$\rho$	979 kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	$4,3 \times 10^{-7}$ m <sup>2</sup> /s
$\alpha$	$1,6 \times 10^{-7}$ m <sup>2</sup> /s
$\beta$	$566 \times 10^{-6}$ K <sup>-1</sup>
$c_p$	4188 J/kgK
$\Delta h_{vapor}$	2257 kJ/kg

O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção da água,  $h_{panela}$ , foi considerado constante durante toda a simulação, tendo sido obtido para as condições de convecção natural pela seguinte formulação, em que  $T_s$  representa a temperatura interior do fundo da panela [39]:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_w)L_c^3}{\alpha\nu} \quad (4.33)$$

$$Nu = 0.54 \times Ra_{L_c}^{1/4} \quad (4.34)$$

$$h_{panela} = \frac{Nu \times k}{L_c} \quad (4.35)$$

De modo a simplificar os cálculos da área de contacto,  $A_c$ , admitiu-se uma panela de secção rectangular, centrada na parte superior do fogão, com 25 cm de largura e 20 cm de comprimento (Figura 4.9). Supondo uma panela feita de aço inoxidável com 5 mm de espessura de base, utilizou-se um valor de  $0,04 \times 10^{-4}$  (m<sup>2</sup>K)/W para a resistência térmica de contacto aço-aço com o preenchimento de uma película de índio [39]. No caso de não existir película a resistência térmica de contacto será maior; no entanto, continuará a ser um valor pequeno.

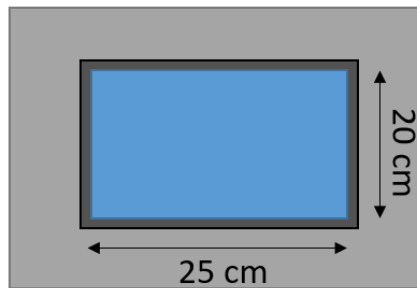


Figura 4.9: Dimensões e posição da panela na parte superior do fogão.



**Parte III**

**Resultados e Discussão**



## Capítulo 5

# Resultados

### 5.1 Condições iniciais

Para a iniciar a simulação foram consideradas as seguintes condições iniciais:

- O conjunto de módulos de PCM e passagens de HTF no reservatório encontra-se a uma temperatura uniforme de 30 °C;
- A água na panela encontra-se à temperatura de 30 °C, e o seu coeficiente de transferência de calor por convecção é de 1130 W/(m<sup>2</sup>.K);
- A simulação inicia-se às 07:00 h;
- O HTF encontra-se inicialmente no recetor à temperatura de 25 °C;
- A temperatura ambiente foi considerada constante, com o valor de 25 °C;
- A largura e profundidade total ocupadas pelos módulos de PCM e HTF no reservatório de armazenamento de energia é de 0,4 m;
- Os módulos de PCM e HTF têm a mesma largura e profundidade, e uma altura de 0,7 m.
- A área de abertura do coletor solar é de 6 m<sup>2</sup>, e o caudal mássico circulante é de 0,02 kg/s.

Numa primeira análise, foi apenas considerado 1 L de água na panela, e analisado o aquecimento e ebulição dessa água num período total de 1,5 h sem a adição das 500 g de arroz.

### 5.2 Dados solares

As simulações foram realizadas utilizando os dados da radiação solar disponíveis no *software* EnergyPlus em intervalos de 1 h para a região de Aveiro, relativos à radiação direta recebida num plano perpendicular à direção de propagação dos raios solares.

Devido à necessidade de utilizar valores de intensidade da radiação solar diária em intervalos de tempo reduzidos, estes dados foram interpolados em períodos sub-horários de 5 em 5 min. As simulações foram realizadas para um dia típico de Verão, cujos os dados de radiação solar utilizados se encontram representados na Figura 5.1.

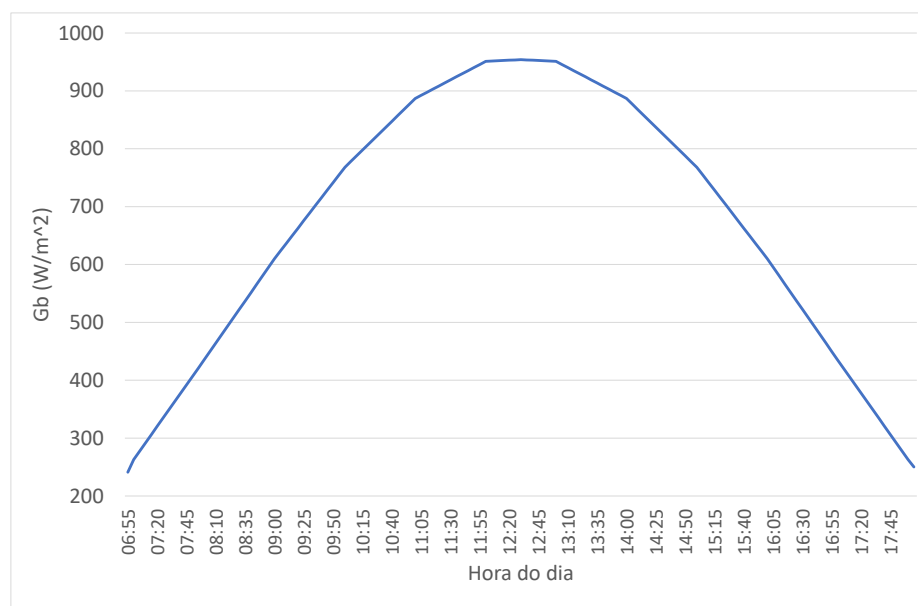


Figura 5.1: Radiação solar para um dia típico de Verão na região de Aveiro.

### 5.3 Número de módulos

De modo a analisar o comportamento do sistema com diferente número de módulos, foram modeladas duas configurações distintas. A primeira com 11 módulos no total, o que equivale a 5 passagens de fluido e a 6 módulos de PCM, e a segunda com 17 módulos, ou seja 8 passagens de fluido e 9 módulos de PCM. As duas configurações encontram-se ilustradas nas Figuras 5.2a e 5.2b, assim como as respetivas dimensões.

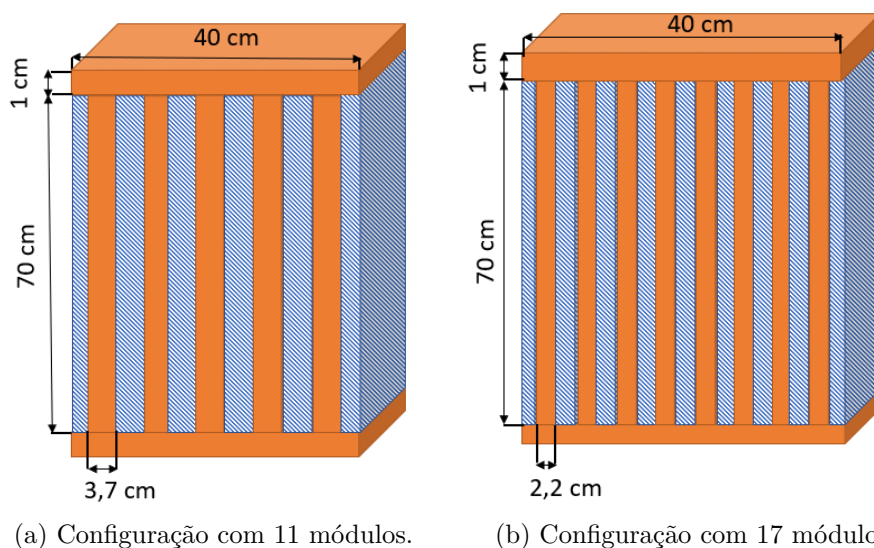


Figura 5.2: Configurações estudadas.

De notar que contando com 3 mm de parede de separação entre os módulos de PCM

e o HTF, a largura dos módulos para a segunda configuração é mais reduzida, igual a 2,2 cm, o que exige menos massa de PCM. No caso dos 11 módulos a sua largura é de 3,7 cm, aumentando a massa de PCM e peso da estrutura.

As simulações foram realizadas para um intervalo de tempo de 6 segundos, e a altura dos módulos foi dividida em 8 nós, ou seja,  $\Delta y = 8,75$  cm.

A Figura 5.3 apresenta a evolução da temperatura da primeira e última secções de PCM, sendo a primeira, no fundo do sistema de armazenamento de energia, idealmente a mais quente, e a Tabela 5.1 resume as principais diferenças entre as duas configurações.

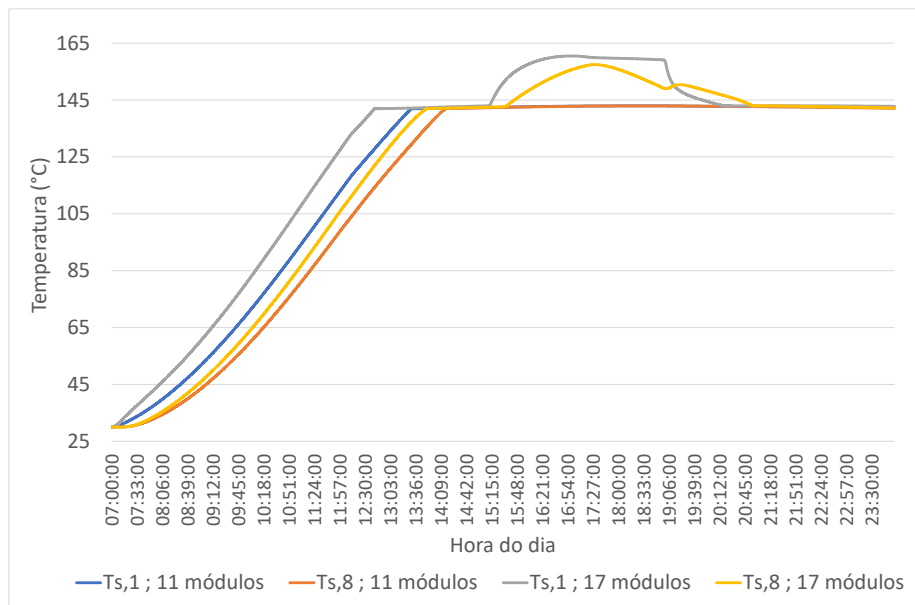


Figura 5.3: Evolução da temperatura do PCM para as duas configurações.

Tabela 5.1: Diferenças entre as duas configurações.

	11 módulos	17 módulos
Módulos de PCM	6	9
Massa de PCM	100,5 kg	95,9 kg
Passagens de HTF	5	8
Massa de HTF	47,7 kg	45,3 Kg
$U_i$	12,02 W/(m <sup>2</sup> .K)	19,37 W/(m <sup>2</sup> .K)
$\dot{m}_f$ nas passagens de HTF	0,004 kg/s	0,0025 kg/s

Como é possível verificar a configuração com mais módulos, mais estreitos, aquece e descarrega mais rapidamente, diminuindo o tempo necessário para a mudança de fase do PCM. Isto acontece porque o coeficiente global de transferência de calor é mais elevado, e a massa a aquecer é inferior. Para além disso, como as configurações foram analisadas para o mesmo valor de caudal no coletor, de 0,02 kg/s, um maior número de divisões de HTF, permite a passagem de um caudal mais reduzido em cada módulo, o que permite uma troca de calor mais eficiente.

Relativamente à performance do fogão, uma vez que na configuração com 11 módulos o HTF chega ao topo do fogão mais quente que na configuração com 17 módulos, no período do meio dia a água demora ligeiramente menos tempo a atingir o ponto de ebulição na panela (Figura 5.4); no entanto, esta diferença não se revela muito significativa. Já no período da noite, como a temperatura do material de armazenamento de energia é menor e a troca de calor entre o PCM e o HTF não é tão eficaz, a performance do fogão diminui comparativamente à configuração com 17 módulos (Figura 5.5). Em ambas as situações foram mantidas as condições de manutenção da temperatura de ebulição da água a 100 °C.

De notar que o coeficiente global de transferência de calor para a panela,  $U_{panela}$ , para uma altura do canal na parte superior do fogão de 10 mm é de 40 W/(m<sup>2</sup>.K).

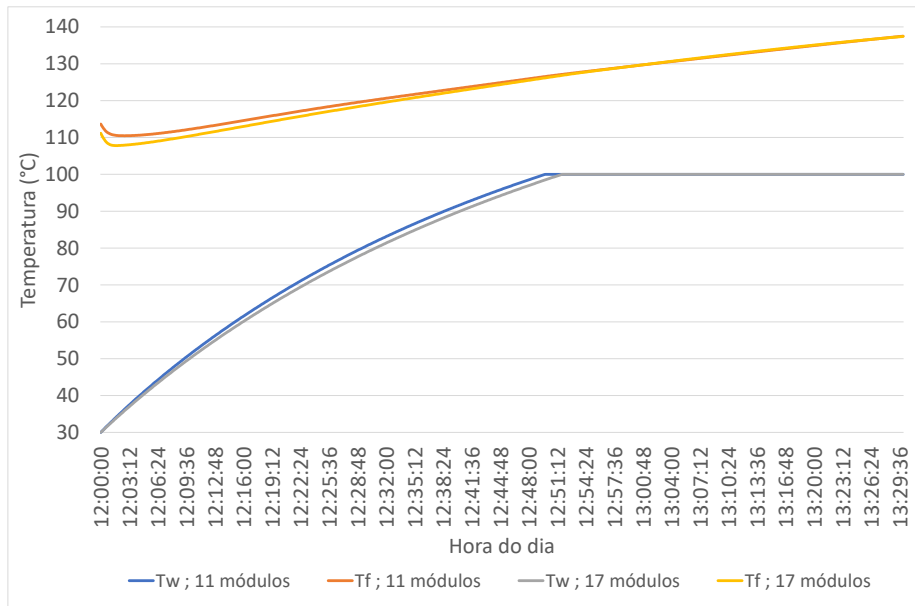


Figura 5.4: Temperatura da água na panela e do HTF no período do meio dia.

De uma maneira geral a configuração com 17 módulos é a que se revela mais adequada para esta aplicação. É mais eficiente nas trocas de calor entre o PCM e o HTF, diminui a massa de material de armazenamento requerida e o peso da estrutura, tendo sido a configuração escolhida para analisar a influência dos seguintes parâmetros: a altura do reservatório de armazenamento de energia, o caudal mássico do HTF nos circuitos primário e secundário, e a altura do canal de escoamento na parte superior do fogão.

Para obter uma maior exatidão nos resultados, as análises seguintes foram realizadas para um intervalo de tempo de 3 segundos e os módulos foram divididos em 15 volumes de controlo ao longo da direção vertical.



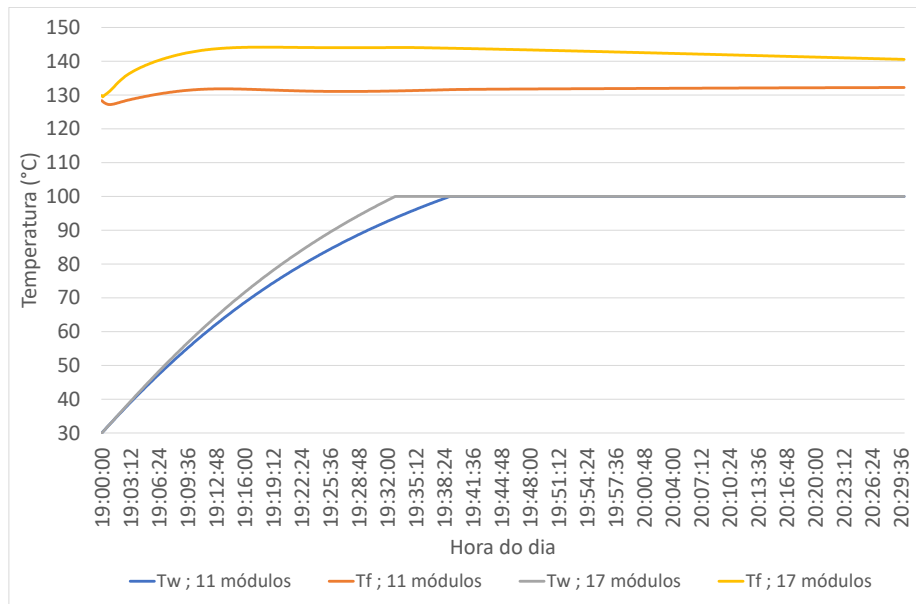


Figura 5.5: Temperatura da água na panela e do HTF no período de descarga da noite.

## 5.4 Altura do reservatório de acumulação de energia

Para a análise da influência altura do reservatório de acumulação de energia, optou-se por simular um sistema com 0,55 m de altura, mantendo o mesmo caudal no coletor solar.

Analisando a evolução da temperatura do primeiro e último nós de PCM, na Figura 5.6, é de notar que uma menor altura permite um aquecimento mais rápido do PCM. Isto porque o  $\Delta y$  é mais reduzido e a massa a aquecer em cada volume de controlo é inferior.

No entanto, estes resultados devem-se principalmente ao facto de o HTF sair do fogão com uma temperatura mais elevada que na configuração de maior altura. Tal diminui o rendimento do coletor, como é possível analisar na Figura 5.7, não se tratando da melhor solução. De notar que o rendimento do coletor aumenta quando o sistema se encontra a cozinhar, uma vez que a temperatura do fluido na entrada do coletor diminui, o mesmo acontece quando o PCM atinge a completa mudança de fase.

## 5.5 Caudal no circuito primário

Na análise da influência do caudal no circuito primário, testou-se um caudal de fluido mais reduzido de 0,01 kg/s, e um caudal mais elevado de 0,04 kg/s, para a mesma área de coletor de 6 m<sup>2</sup>.

Teoricamente um caudal reduzido na fase de carregamento do PCM permite uma troca de calor mais eficaz, e aumenta a eficiência térmica do coletor solar. Deste modo, o caudal de 0,01 kg/s, embora demore 75,6 min a percorrer toda a estrutura dos módulos de PCM, permite um aquecimento mais rápido que o caudal anteriormente utilizado, como é possível analisar pelas Figuras 5.8 e 5.9. No entanto, promove um maior desfasamento

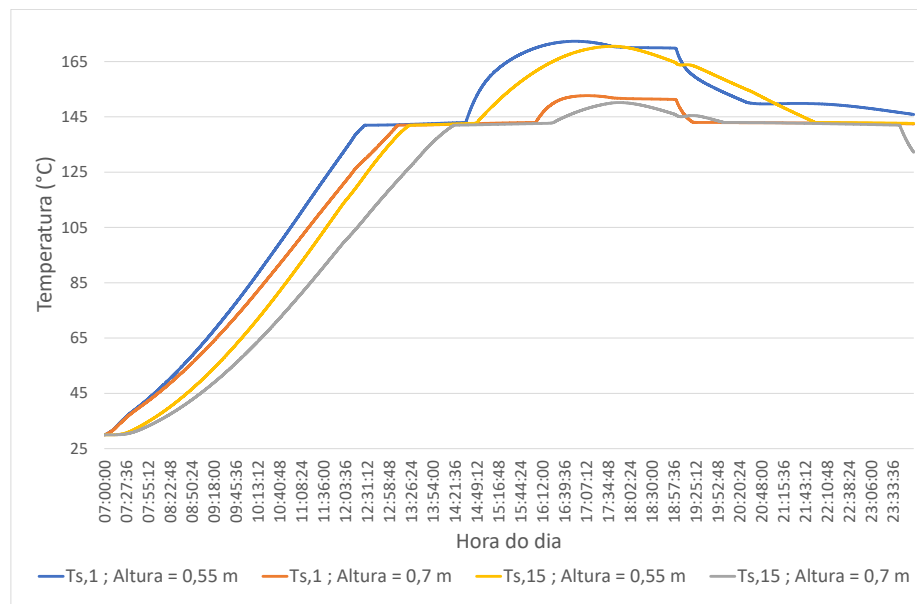


Figura 5.6: Evolução da temperatura do PCM para diferentes alturas do reservatório de acumulação de energia.

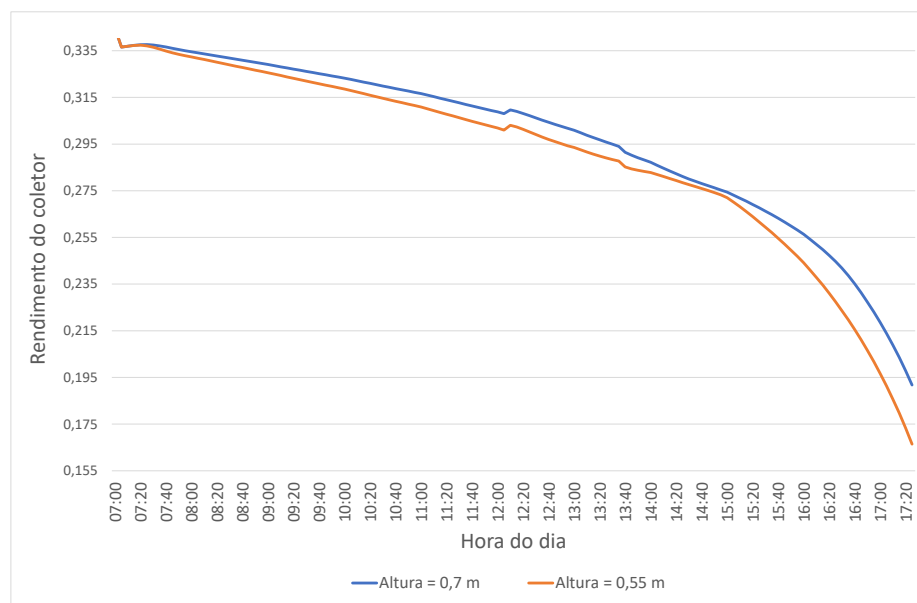


Figura 5.7: Rendimento do coletor para diferentes alturas do reservatório de acumulação de energia.

de temperatura ao longo da altura dos módulos, o que não é o pretendido.

Adicionalmente, este caudal afeta a performance do fogão no período do meio dia, Figura 5.10. Um caudal muito reduzido aumenta em demasia as perdas de calor nas secções que não entram em contacto com a panela e demora mais tempo a chegar ao

topo do fogão.

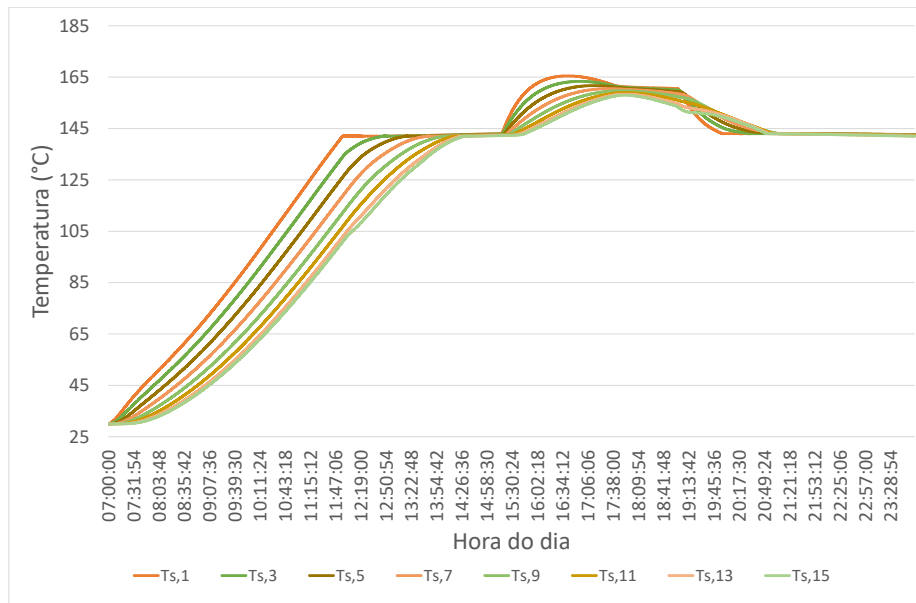


Figura 5.8: Evolução da temperatura do PCM para um caudal de 0,01 kg/s.

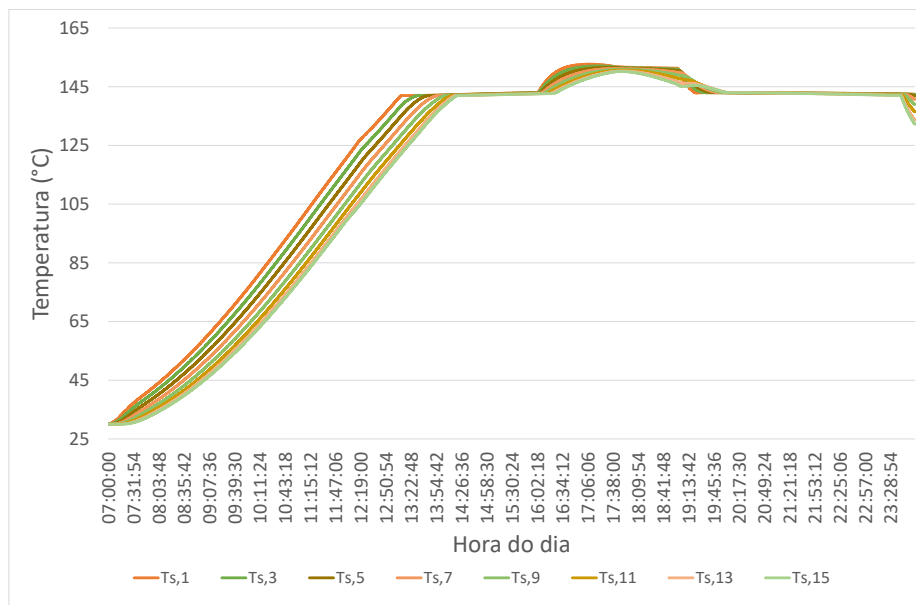


Figura 5.9: Evolução da temperatura do PCM para um caudal de 0,02 kg/s.

Já o caudal de 0,04 kg/s, como está associado a uma maior velocidade, não permite a completa mudança de fase do PCM, como é representado na Figura 5.11, o que, por consequência, aumenta o tempo de cozedura. Para além disso, este caudal diminui a eficiência térmica do coletor solar, levando a que as temperaturas atingidas pelo HTF sejam menores, como se verifica na Figura 5.12.

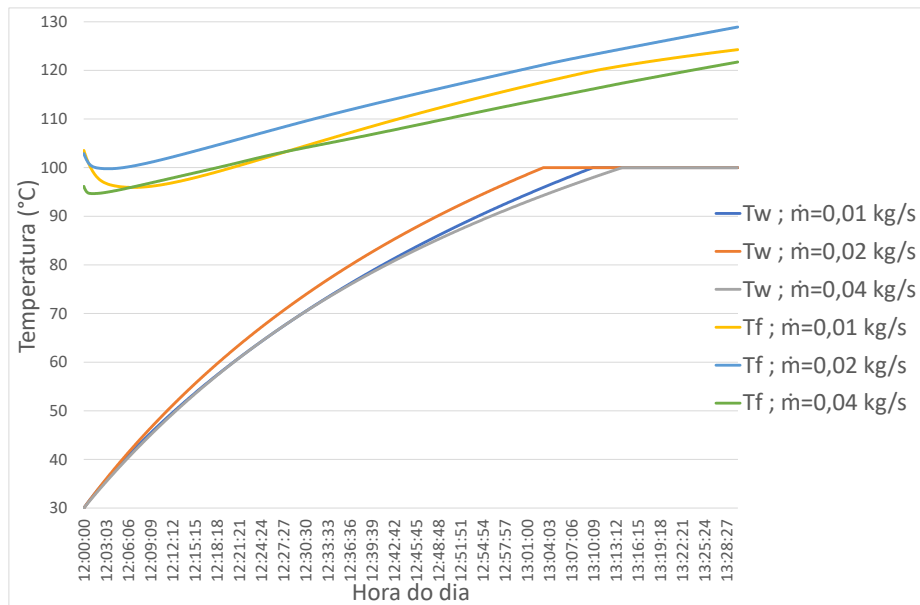


Figura 5.10: Evolução da temperatura da água e do HTF para os diferentes caudais, no período do meio dia.

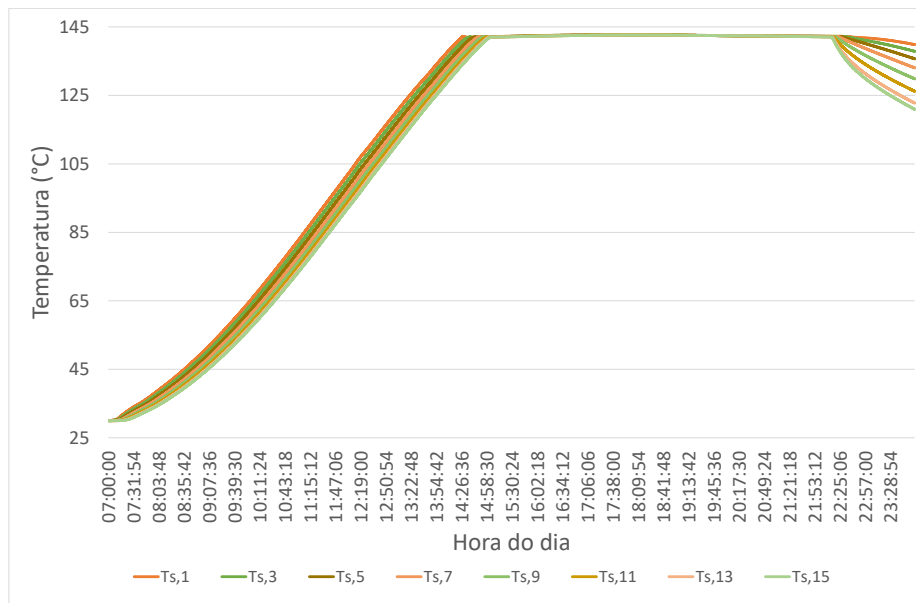


Figura 5.11: Evolução da temperatura do PCM para um caudal de 0,04 kg/s.

Nesta análise verificou-se ainda um aumento da precisão dos resultados obtidos com a redução dos intervalos  $\Delta t$  e  $\Delta y$ , para o caudal de 0,02 kg/s o tempo de ebulição passou de 50 min para aproximadamente 1 h. O  $\Delta y$  nesta análise passou a ser de apenas 4,7 cm.

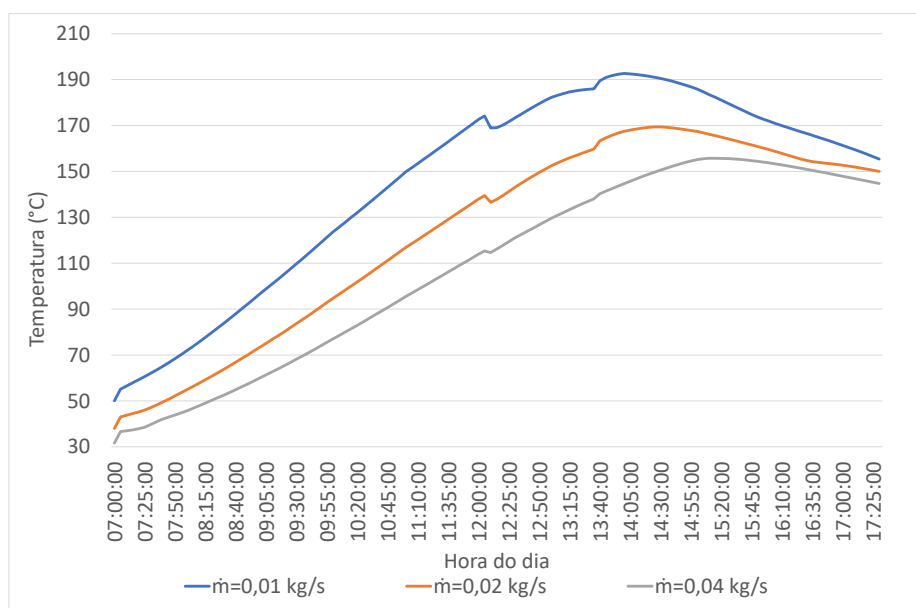


Figura 5.12: Evolução da temperatura de entrada do HTF no fogão para os diferentes caudais.

## 5.6 Caudal no circuito secundário

Embora na Figura 4.1 esteja representada uma única bomba circuladora para os dois circuitos, foi estudada a possibilidade de ter um caudal distinto na fase de descarga. Um caudal reduzido permite uma descarga mais rápida do PCM, mas uma redução muito acentuada pode impedir a subida do fluido até ao topo do fogão no tempo de utilização pretendido. Deste modo, foram testados novamente os caudais de 0,01, 0,02, e 0,04 kg/s, utilizando no caudal do circuito primário mais eficaz de 0,02 kg/s.

A Figura 5.13 ilustra a evolução da temperatura do primeiro nó de PCM durante a fase de descarga no período da noite.

A utilização de um caudal superior, de 0,04 kg/s, não permite a descarga do material de armazenamento no tempo de utilização pretendido, enquanto o caudal de 0,01 kg/s permite uma maior descarga do PCM, por ter associada uma velocidade mais reduzida; no entanto, o produto dessa descarga demora 75 min a chegar ao topo do fogão, o que leva a um maior tempo de cozedura, como se verifica na Figura 5.14.

É, portanto, vantajosa a utilização de um caudal da ordem de 0,02 kg/s no circuito secundário, que embora demore 37,8 min a percorrer a altura dos módulos permite uma melhor performance do fogão. Não se verifica ser necessária a instalação de uma bomba adicional para o processo de descarga.

A Figura 5.15 ilustra o comportamento dos vários volumes de controlo de PCM no período de descarga da noite com o caudal de 0,02 kg/s.

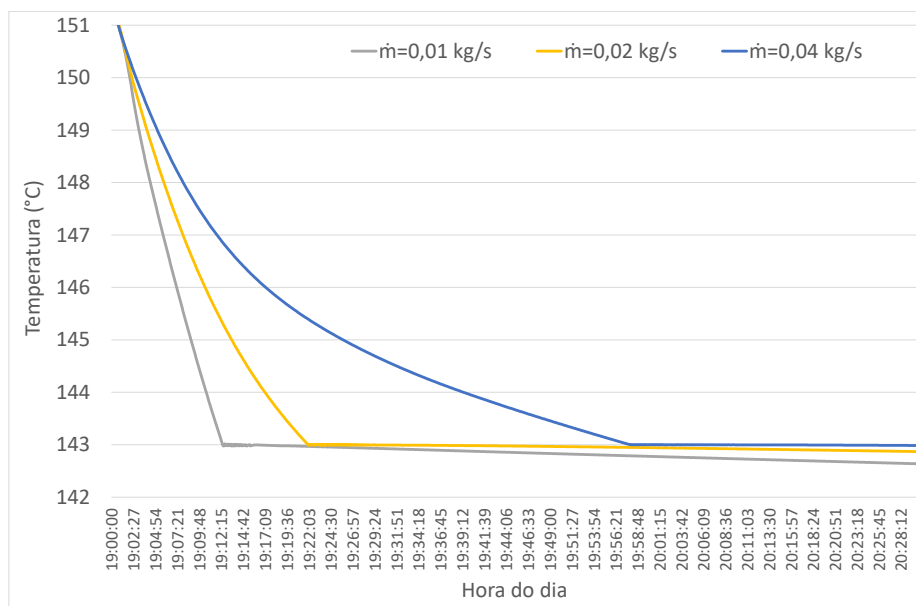


Figura 5.13: Evolução da temperatura do PCM na fase de descarga no período da noite.

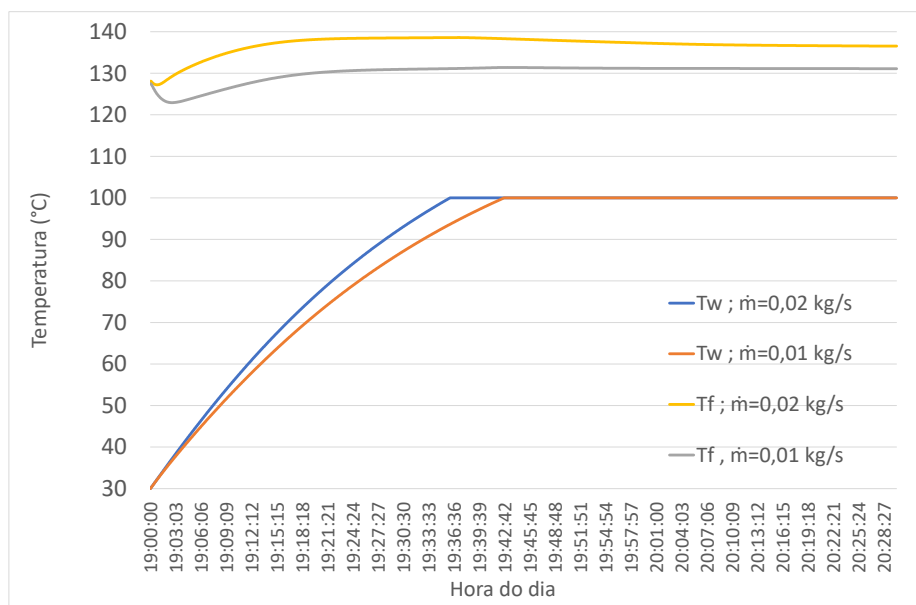


Figura 5.14: Evolução da temperatura da água na panela e do HTF na fase de descarga da noite.

## 5.7 Altura do canal na parte superior do fogão

Uma vez que o sistema foi dimensionado para o funcionamento em regime laminar, a redução da altura do canal na parte superior do fogão permite um aumento do coeficiente global de transferência de calor. Assim, foi analisada uma redução para 8 e 5 mm de altura desse canal, mantendo o caudal dos dois circuitos em 0,02 kg/s.

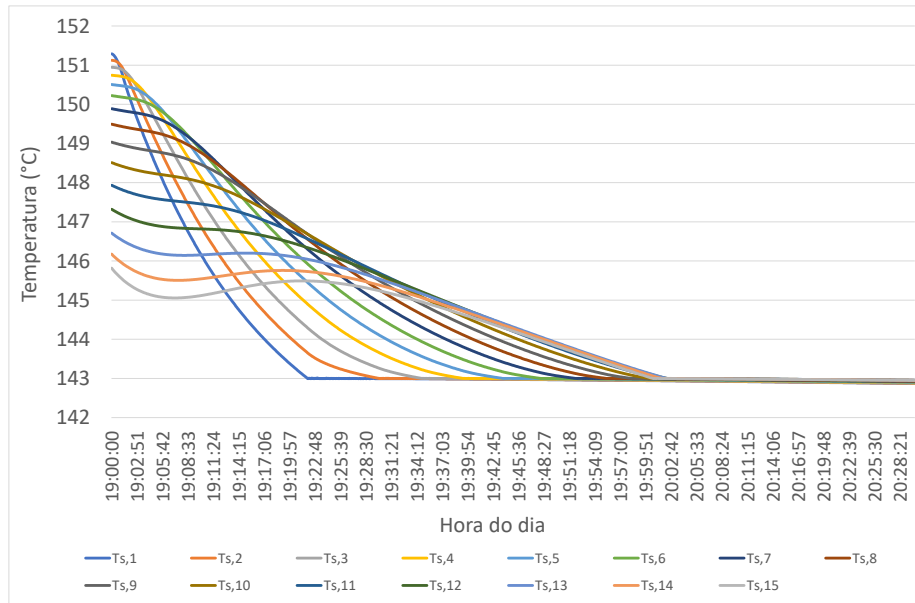


Figura 5.15: Temperatura do PCM para o caudal de 0,02 kg/s, na fase de descarga da noite.

Na Tabela 5.2 encontram-se resumidos os valores dos coeficientes globais de transferência de calor nas diferentes configurações.

Tabela 5.2: Coeficientes globais de transferência de calor para diferentes alturas do canal na parte superior do fogão.

	10 mm	8 mm	5 mm
$U_{panela}$ [W/(m <sup>2</sup> .K)] (HTF-aço-fundo da panela-água na panela)	40	50	75
$U_{isolamento}$ [W/(m <sup>2</sup> .K)] (HTF-aço-isolamento-ar)	0,817	0,820	0,825
$U_{ar}$ [W/(m <sup>2</sup> .K)] (HTF-aço-ar)	4,46	4,56	4,71

Com a redução da altura do canal o coeficiente  $U_{panela}$  aumenta de 40 W/(m<sup>2</sup>.K) para 50 e 75 W/(m<sup>2</sup>.K), o que proporciona uma melhor performance do fogão, tanto no período do meio dia como no período da noite, como é possível verificar nas Figuras 5.16 e 5.17.

Nas Figuras 5.18 e 5.19 encontra-se representado o comportamento dos vários nós de PCM com a redução de altura na fase de descarga.

Na fase de descarga, a temperatura de PCM do nó em contacto com a parte superior do fogão,  $T_{s,15}$ , é ligeiramente inferior à da configuração com 10 mm de altura, isto porque uma espessura muito fina de fluido, aumenta também as perdas pela tampa superior, devido principalmente à redução de massa associada. Esta diferença é mais notável na configuração de 5 mm, que poderá implicar uma maior espessura de isolamento da tampa, que já é de 50 mm, ou um isolamento de menor condutibilidade térmica.

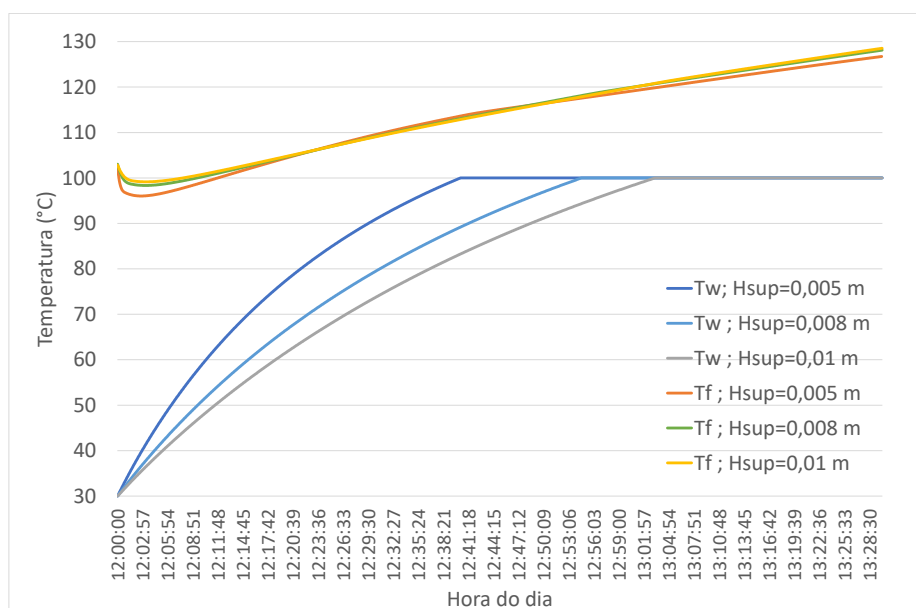


Figura 5.16: Temperatura da água na panela e do HTF no período do meio dia.

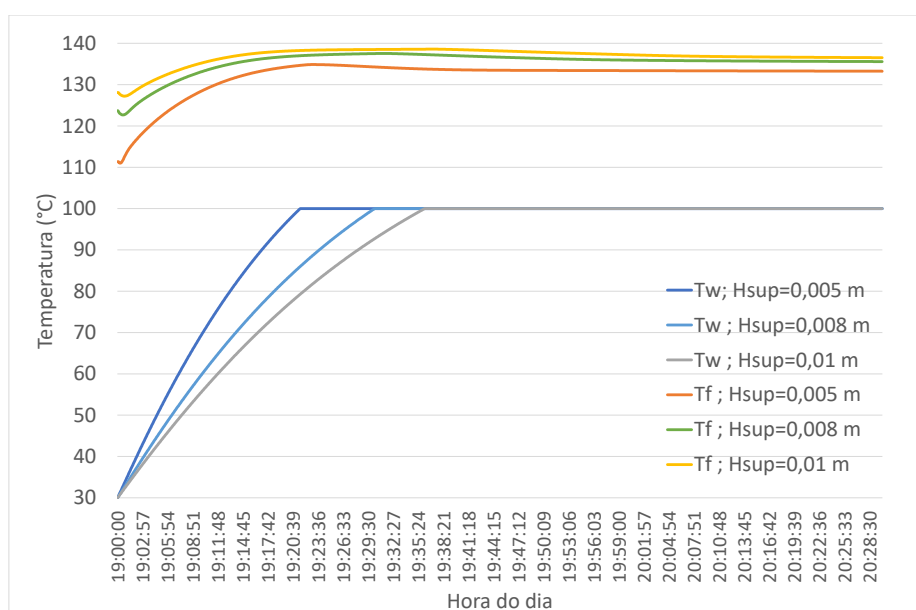


Figura 5.17: Temperatura da água na panela e do HTF na fase de descarga do período da noite.

Apesar de proporcionar um maior índice de perdas esta configuração é a que permite obter menores tempos de cozedura, no entanto uma altura inferior não deverá ser aconselhável.



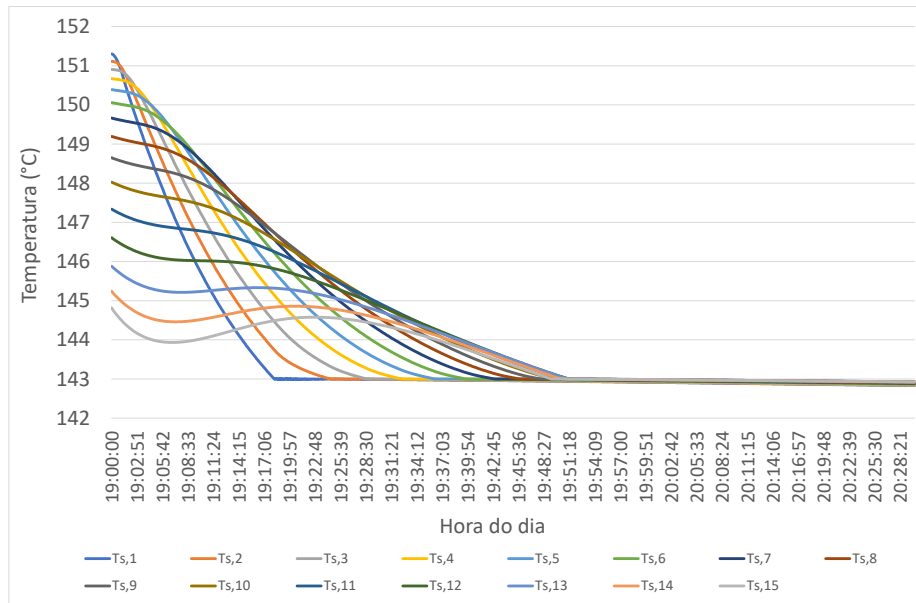


Figura 5.18: Temperatura do PCM para a altura superior de 8 mm, no período de descarga da noite.

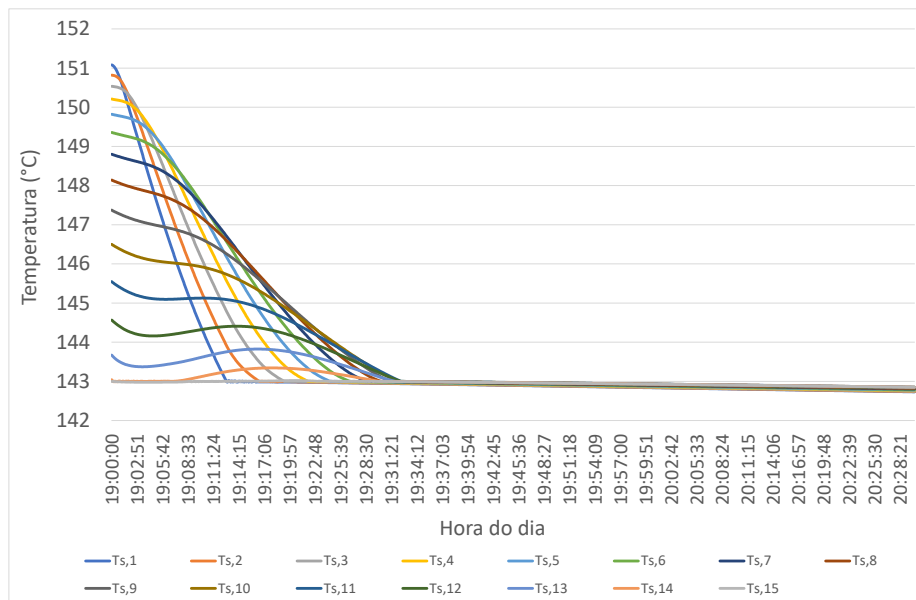


Figura 5.19: Temperatura do PCM para a altura superior de 5 mm, no período de descarga da noite.



## Capítulo 6

# Análise da viabilidade do sistema de cozinha solar a altas temperaturas

Avaliando as situações estudadas anteriormente, a configuração com 17 módulos, ilustrada na Figura 6.1, com um canal superior com 5 mm e uma única bomba circuladora garantindo um caudal de 0,02 kg/s, foi a melhor solução encontrada.

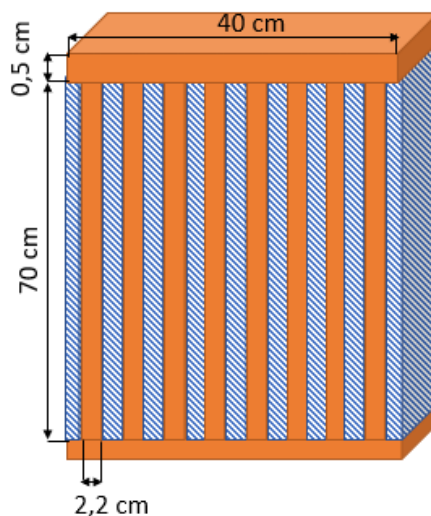


Figura 6.1: Configuração final do fogão.

Para uma análise de viabilidade mais realista, nas análises seguintes foram mantidos os mesmos períodos de utilização do fogão mas alteradas as suas durações, tendo sido considerada a influência da adição da massa de arroz na panela após a água atingir os 100 °C. O que não tinha sido considerado anteriormente, em que a duração dos períodos de cozedura era mantida constante e igual a 1,5 h, independentemente do tempo requerido para a obtenção do ponto de ebulição da água.

Assim, o tempo de utilização do fogão foi obtido tendo em consideração a soma de 3 tempos: o tempo de levar a água à ebulição, mais o tempo necessário para levar 500 g de

arroz da temperatura ambiente a 100 °C, mais 20 min adicionais a 100 °C para posterior cozedura do arroz.

Para esta consideração foram realizadas ligeiras alterações na modelação numérica apresentada anteriormente. Quando a água na panela atingiu o ponto de ebulição a 100 °C foram adicionadas 500 g de arroz a uma temperatura de 25 °C, sendo que a temperatura resultante no instante da adição do arroz,  $T_{w+r}$ , foi dada pela Equação (6.1). Mantendo as propriedades termo-físicas da água anteriores e admitindo um valor de 1549 J/(kg.K) para calor específico do arroz,  $c_{p,r}$ , a temperatura resultante da mistura é de aproximadamente 88,08 °C [41].

$$T_{w+r} = \frac{100m_w c_{p,w} + T_r m_r c_{p,r}}{m_w c_{p,w} + m_r c_{p,r}} \quad (6.1)$$

Nos instantes seguintes foi utilizada a Equação (6.2) para a análise da evolução da temperatura da mistura água+arroz, mantendo o valor de 75 W/(m<sup>2</sup>.K) para o coeficiente global de transferência de calor para a panela,  $U_{panela}$ . Após atingidos os 100 °C foi determinada a variação de massa da água de forma análoga às análises anteriores.

$$T_{w+r}^{t+\Delta t} = T_{w+r}^t + \frac{U_{panela} A_c (T_f^t - T_{w+r}^t) \Delta t}{m_w c_{p,w} + m_r c_{p,r}} \quad (6.2)$$

Na Figura 6.2 é ilustrada evolução da temperatura do PCM para a melhor configuração encontrada na estação de Verão, observando-se uma temperatura máxima de 152,5 °C, e na Figura 6.3, o comportamento do HTF ao longo do circuito coletor-fogão, tendo sido atingida uma temperatura máxima de 170 °C à entrada do fogão.

Verifica-se que a temperatura do HTF decresce no período de cozinha do meio dia, resultado de uma maior descarga de energia no fogão e da diminuição da temperatura de entrada no coletor solar. Observa-se ainda um aumento das perdas térmicas ao longo do circuito quando são atingidas temperaturas mais elevadas.

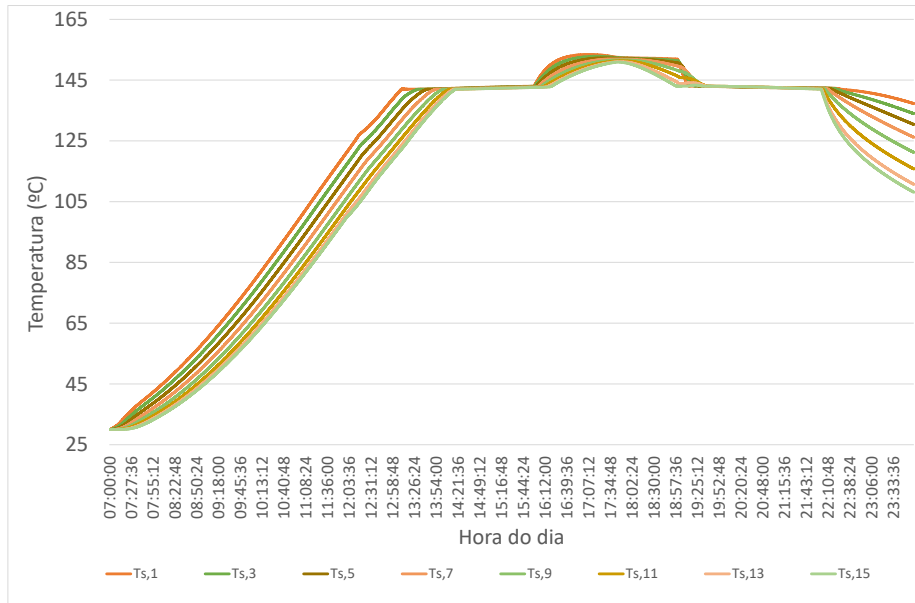


Figura 6.2: Evolução da temperatura do PCM ao longo do dia.

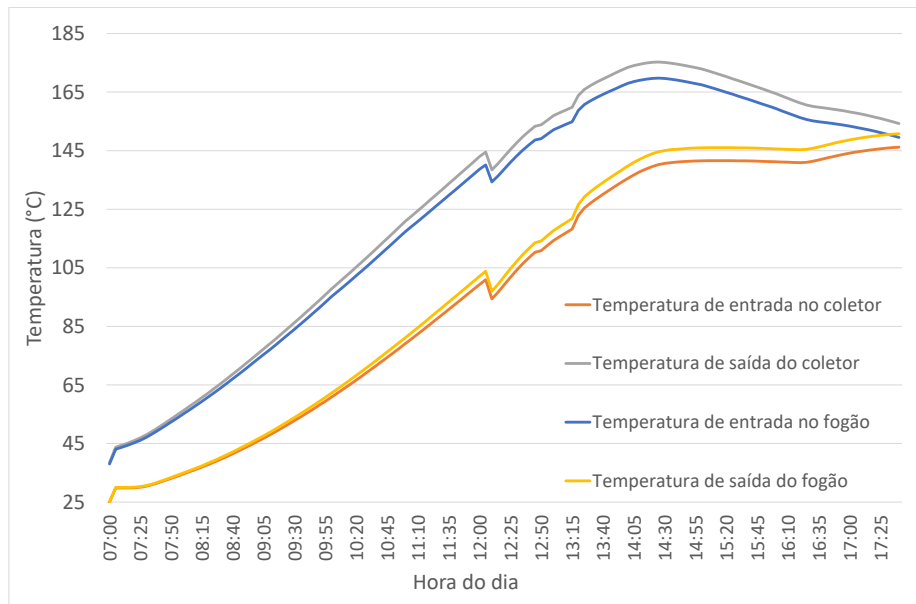


Figura 6.3: Evolução da temperatura do HTF no circuito coletor-fogão.

Relativamente à performance do fogão, nas Figuras 6.4 e 6.5 encontram-se representadas as evoluções de temperatura no interior da panela no período do meio dia e da noite, respetivamente. No período do meio dia são necessários 40 min para atingir a temperatura de ebulição da água, sendo requeridos 13 min para que esta temperatura seja atingida novamente após a adição do arroz. A performance no período da noite revela-se melhor que no período do meio dia, uma vez que já foi armazenada uma grande quantidade de energia, sendo necessários aproximadamente 21 min para atingir o ponto de ebulição da água, e apenas 7 min para levar o arroz à temperatura de 100 °C.

Em ambos os períodos são confirmadas as condições de manutenção da temperatura de ebulição da água na panela no tempo de cozedura implementado de 20 min. Na Tabela 6.1 encontram-se os valores obtidos para a variação de massa de água. Embora se tenha implementado nos dois períodos de cozinha o mesmo tempo para a cocção do arroz, de 20 min, verificou-se maior variação de massa de água na panela no período da noite, devido às temperaturas fornecidas pelo HTF serem mais elevadas.

Tabela 6.1: Variação de massa de água na panela no período do meio dia e período da noite.

	Variação de massa ( $\Delta m_w$ )
Período do meio dia	0,04 kg
Período da noite	0,07 kg

De modo geral, a performance do fogão no período do meio dia é afetada pela adição do PCM. Isto porque, maximizando as trocas de calor do HTF com o PCM, o fluido acaba por chegar mais frio ao topo do fogão na fase de aquecimento. No entanto, provou-se viável cozinhar utilizando a energia previamente armazenada.

Deve-se salientar que nas simulações foi considerado um valor constante para o coeficiente de transferência de calor por convecção da água, de 1130 W/(m<sup>2</sup>K), que na

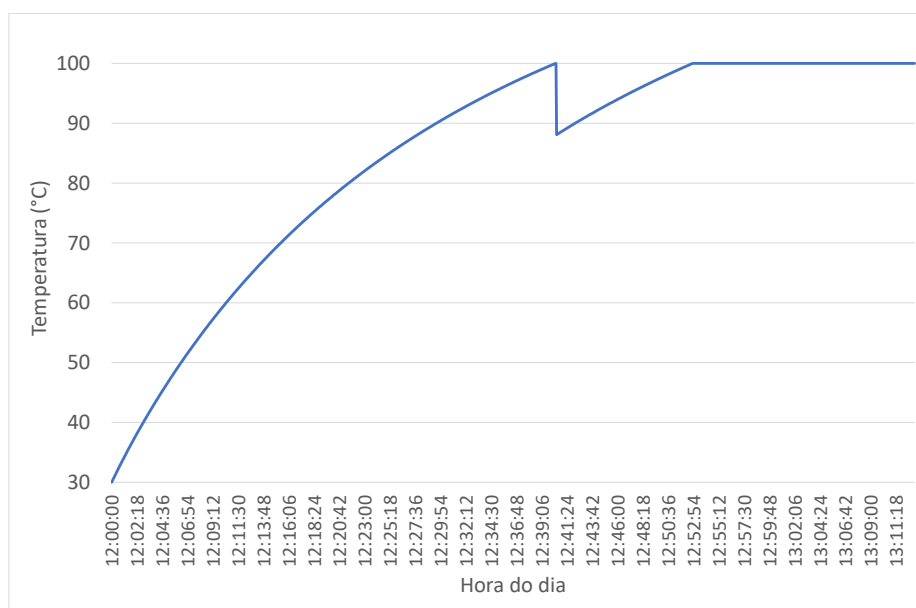


Figura 6.4: Evolução da temperatura no interior da panela no período do meio dia.

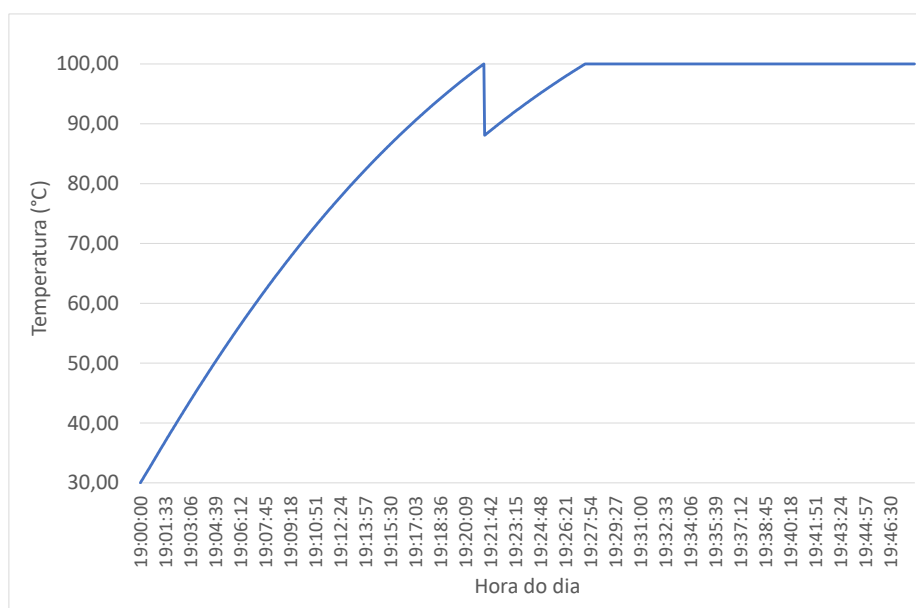


Figura 6.5: Evolução da temperatura no interior da panela no período da noite.

realidade chega a atingir valores superiores a  $2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , o que leva a crer numa melhor performance do fogão do que a simulada, menores tempos de cozedura e maiores variações de massa de água na panela.

Adicionalmente, verificou-se que após o período de utilização da noite o PCM não descarrega completamente, podendo-se cozinhar mais do que o implementando na simulação.

## 6.1 Dia típico de Inverno

No Inverno os índices de radiação solar incidente atingidos são muito inferiores aos níveis de Verão. Para a região de Aveiro a radiação máxima atingida para um dia típico de Inverno ronda os  $373 \text{ W/m}^2$ , como se verifica na Figura 6.6.

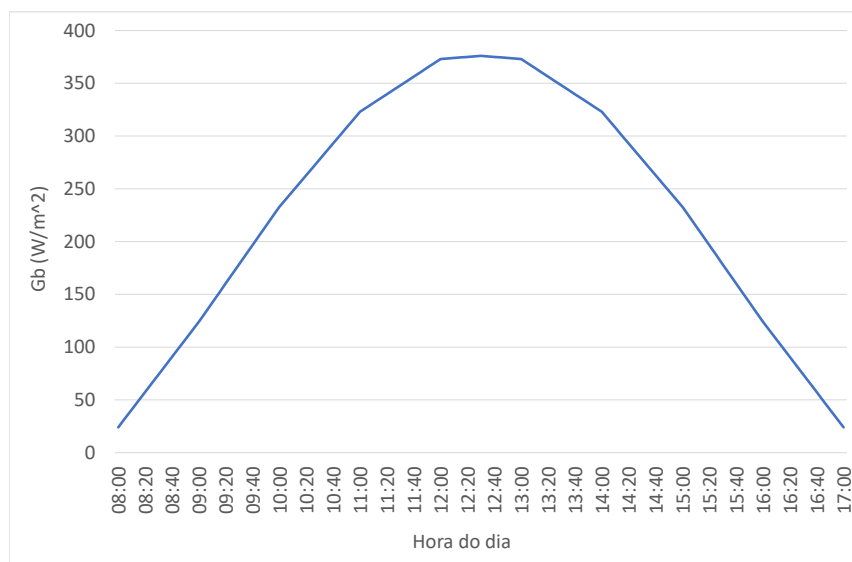


Figura 6.6: Radiação solar para um dia típico de Inverno na região de Aveiro.

Para que não ocorra o arrefecimento do PCM no interior do fogão, foi considerado que o sistema dispõe de um mecanismo de controlo da temperatura que apenas ativa o circuito primário do coletor quando a temperatura do HTF no coletor é superior à temperatura do PCM no fogão. Assim, ao contrário das análises para o dia típico de Verão, a análise do dia típico de Inverno só foi iniciada às 08:00 h.

Na Figura 6.7 é ilustrada a evolução da temperatura dos volumes de controlo de PCM num dia típico de Inverno, utilizando a mesma área de coletor da configuração de Verão, de  $6 \text{ m}^2$ . Não é atingida a temperatura de mudança de fase do PCM, um vez que a temperatura máxima do HTF obtida à entrada do fogão é de apenas  $75,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , como é possível verificar na Figura 6.8.

Nesta simulação foram mantidos os mesmos períodos de cozinha e em nenhum dos períodos a água atingiu o ponto de ebulição. Após 1,5 h de simulação registou-se apenas uma temperatura de  $57 \text{ }^\circ\text{C}$  no período do meio dia, e de  $65 \text{ }^\circ\text{C}$  no período da noite. Uma vez que se obtiveram temperaturas tão reduzidas em 1,5 h de simulação não se verificou plausível a continuação desta análise, nem possível analisar a adição da massa de arroz.

Para que este sistema funcione tanto no Inverno como no Verão, é necessária uma área de coletor maior, no valor de  $26,5 \text{ m}^2$ , o que implica uma grande área disponível.

A evolução das temperaturas do PCM para esta área encontra-se representada na Figura 6.9. Na Figura 6.10 encontra-se representado o comportamento do HTF ao longo do circuito coletor-fogão, com o aumento da área do coletor foi possível iniciar este circuito às 07:35 h.

A performance do fogão é semelhante à apresentada para o dia típico de Verão, sendo atingida a temperatura de ebulição da água em aproximadamente 38 min no período do

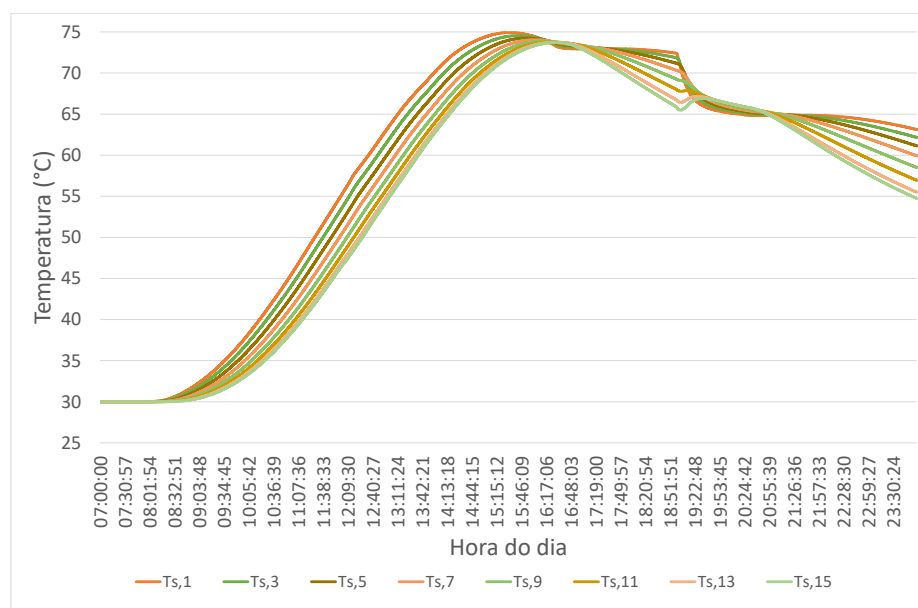


Figura 6.7: Evolução da temperatura do PCM para um dia típico de Inverno.

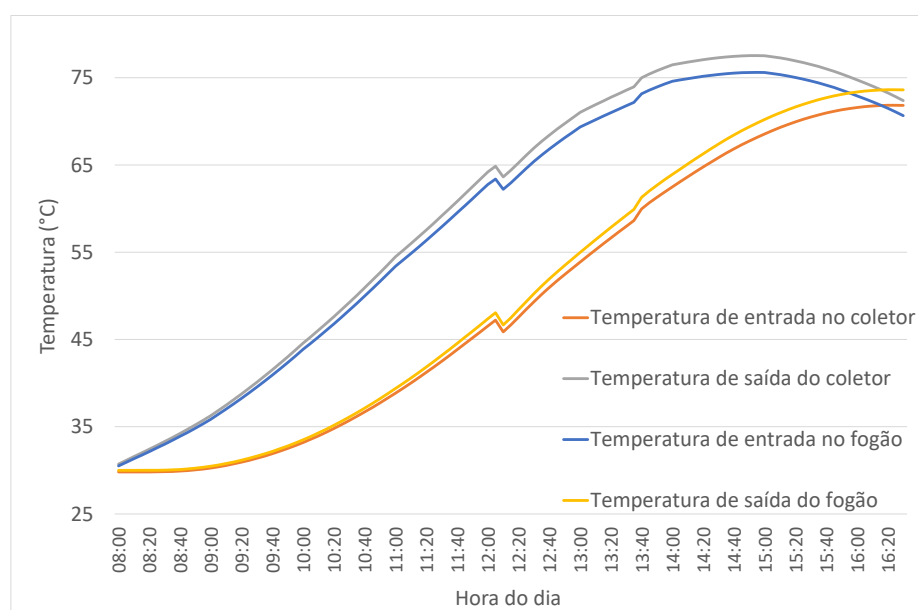


Figura 6.8: Evolução da temperatura do HTF no circuito coletor-fogão para um dia típico de Inverno.

meio dia, e em 25 min no período da noite. Sendo requeridos 13 min no período do meio dia para atingir novamente a temperatura de 100 °C após a adição do arroz e 7 min no período da noite.

Em ambos os períodos são confirmadas as condições de manutenção da temperatura de ebulição da água no restante tempo de cozedura implementado, tendo sido obtida uma variação de massa da água na panela de 0,05 kg no período do meio dia e de 0,06 kg no



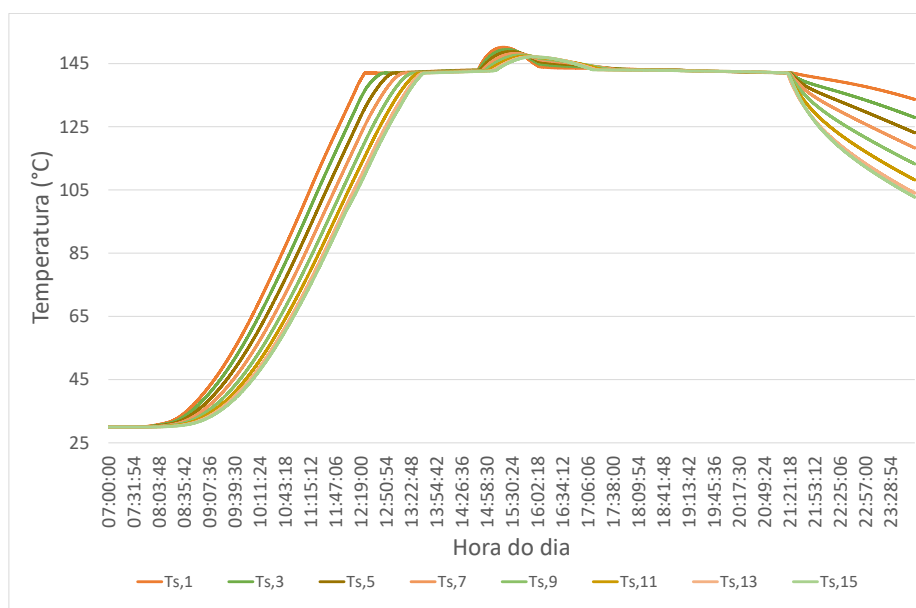


Figura 6.9: Evolução da temperatura do PCM para a área de 26.5 m<sup>2</sup> de coletor.

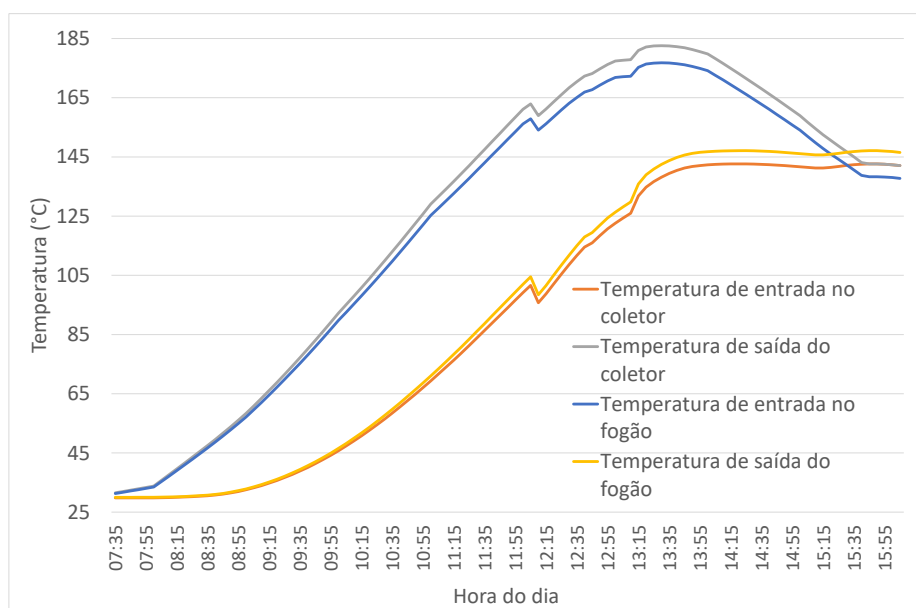


Figura 6.10: Evolução da temperatura do HTF no circuito coletor-fogão para a área de 26.5 m<sup>2</sup> de coletor.

período da noite.

## 6.2 Análise do desempenho do sistema em dias consecutivos

As simulações anteriores foram realizadas tendo como condição a completa descarga do PCM no instante inicial a uma temperatura de 30 °C; no entanto, para uma simulação mais realista foi analisado o desempenho do sistema em dias consecutivos, mantendo o mesmo perfil de utilização do fogão. Esta análise foi realizada até que se verificasse uma repetibilidade na evolução das temperaturas dos volumes de controlo de PCM no interior do fogão ao longo do tempo.

Na Figura 6.11 encontra-se representada a evolução da temperatura dos vários volumes de controlo de PCM para a estação de Inverno, considerando a repetibilidade dos valores da radiação solar no dia típico de Inverno apresentados anteriormente.

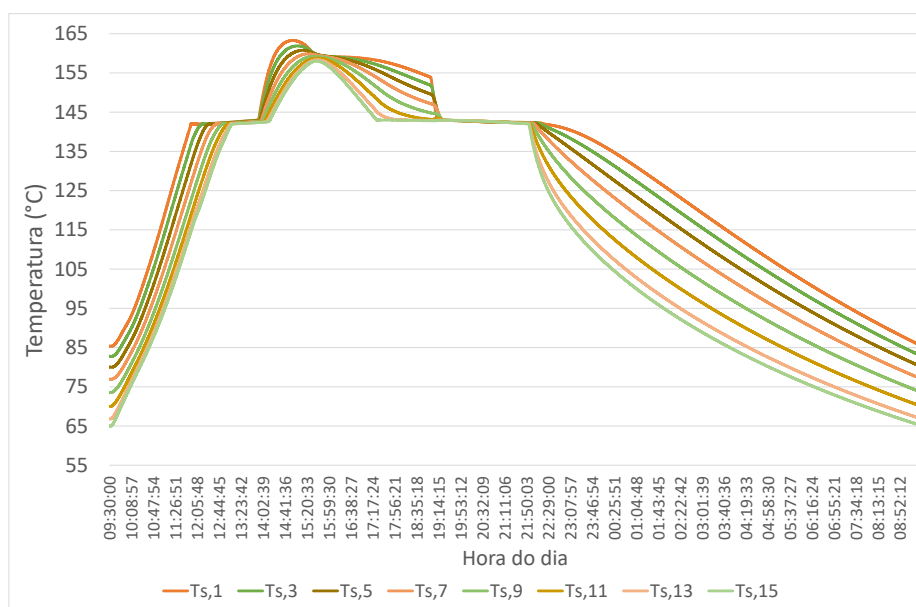


Figura 6.11: Evolução da temperatura do PCM ao longo do dia para dias consecutivos iguais.

Tal como se verificou na análise anterior para a estação de Inverno, ocorreu um atraso no início do circuito coletor-fogão, que se inicia apenas às 09:30 h, altura em que é obtida uma temperatura do HTF no coletor superior à do PCM no interior do fogão, de 85 °C. De salientar que neste estudo não foram consideradas as perdas térmicas pelas paredes laterais do reservatório de armazenamento de energia, o que diminuiria a temperatura registada às 09:30 h no PCM, permitindo que o circuito do coletor tivesse início mais cedo.

Ao contrário do que se verificou nas análises anteriores, para os dias consecutivos a diferença entre os tempos de cozedura no período do meio dia e no período da noite deixou de ser tão acentuada, sendo requeridos 26 min para atingir o ponto de ebulição da água na panela no período do meio dia, e aproximadamente 23 min no período da noite. Em ambos os períodos são requeridos aproximadamente 7 min para a mistura de água e arroz atingir os 100 °C, confirmando-se a manutenção desta temperatura no

restante tempo de cozedura implementado de 20 min. A variação de massa de água na panela passou a ser semelhante, aproximadamente 0,068 kg, em ambos os períodos.

Como era expectável, nestas condições é atingida mais rapidamente a temperatura de fusão do PCM, o que proporciona um maior aumento da sua temperatura após atingido o estado líquido; no entanto, como são atingidas temperaturas mais altas também se verificam maiores perdas térmicas pelo tempo superior do fogão a partir do momento em que é desligado o circuito primário do coletor. O aumento das perdas térmicas não permitiu um aumento tão significativo da performance do fogão no período da noite quando comparada com a análise anterior, em que a água na panela demorava aproximadamente 25 min a atingir a temperatura de ebulição e eram requeridos 7 min para levar o arroz da temperatura ambiente a 100 °C.



## Capítulo 7

# Conclusões e propostas de trabalhos futuros

O objetivo desta dissertação foi estudar a viabilidade de um sistema de cozinha solar indireto capaz de cozinhar a altas temperaturas mesmo quando a energia solar não está disponível de forma direta. O fogão solar proposto mostrou-se ser viável para a cocção de alimentos a altas temperaturas, podendo ser uma solução para minimizar os problemas económicos e ambientais atuais.

Provou-se ser viável cozinhar usando a energia solar previamente armazenada como energia térmica usando um PCM com alta temperatura de fusão (considerando as temperaturas necessárias para a cocção de alimentos), sendo requerido na estação de Inverno e para uma área de coletor de  $26,5 \text{ m}^2$ , um mínimo de 26 min para atingir o ponto de ebulição de 1 L de água no período do meio dia e de 23 min no período da noite. Em ambos os períodos são necessários aproximadamente 7 min para levar 500 g de arroz da temperatura ambiente a  $100^\circ\text{C}$  quando inseridos na água em ebulição, confirmando-se a manutenção desta temperatura no restante tempo de cozedura implementado de 20 min.

Verificou-se que a utilização de uma maior massa de PCM afeta a performance do fogão no período do meio dia, o que é mais acentuado caso se verifique a completa descarga do PCM durante a noite, até à temperatura de  $30^\circ\text{C}$ . Nestas condições, são requeridos aproximadamente 38 min para atingir a temperatura de ebulição da água no período do meio dia e de 25 minutos no período da noite, na estação de Inverno. A performance do fogão melhora na estação de Verão, sendo requeridos no mínimo 21 min para atingir o ponto de ebulição da água. Este valor foi calculado considerando a temperatura inicial do PCM igual a  $30^\circ\text{C}$  e para uma área de coletor de  $6 \text{ m}^2$ , sendo expectável que sejam requeridos tempos inferiores quando não se verifique a completa descarga do PCM no período de cocção da noite.

Os tempos de cozedura obtidos são competitivos comparativamente aos tempos apresentados nos estudos de fogões indiretos a alta temperatura já testados, tanto no período do meio-dia como no período da noite, mas continuam a ser elevados quando comparados com os de um fogão convencional. Num fogão convencional o tempo de ebulição de 1 L de água ronda os 10 min, e a posterior cozedura dos alimentos, como o arroz, é conseguida em aproximadamente 15 min adicionais [42].

Nos períodos de cozinha implementados não se verificou a completa descarga do PCM, o que indica ser possível cozinhar mais que o implementado nas simulações. De

notar que, embora tenha sido implementado sempre o mesmo perfil de utilização do fogão, na realidade isto nem sempre acontece. Os ritmos de utilização são diferentes de dia para dia, levando a que nem sempre se cozinha nos mesmos períodos, o mesmo acontece com o perfil da radiação solar que aqui foi repetido ao longo dos dias consecutivos. Deste modo, caso não ocorra a completa descarga do PCM no período da noite, verificou-se ser necessária a instalação de um mecanismo de controlo da temperatura do PCM, que só ativa o circuito primário do coletor quando o HTF atinge uma temperatura superior à temperatura do PCM no interior do fogão. Sem este mecanismo ocorreria o arrefecimento, e o consequente desperdício de parte da energia térmica acumulada no PCM no dia anterior.

É importante salientar que, embora este sistema tenha sempre associados elevados custos de instalação e manutenção, o fogão proposto apresenta a vantagem de funcionar exclusivamente através da energia solar, gratuita. Demonstrando-se assim ser viável a instalação de um fogão deste tipo na região de Aveiro.

A instalação do fogão modelado implica uma grande área disponível, tanto para o coletor solar como no interior da cozinha. O conjunto dos módulos de PCM e HTF tem uma massa total 141 kg, e ocupa o espaço normalmente destinado ao forno, isto porque o fogão e o reservatório de acumulação de energia térmica são sistemas conjuntos; no entanto, as dimensões *standard* utilizadas permitem a sua instalação em qualquer cozinha e uma fácil utilização. Para além disso, o fogão estudado possibilita a utilização de uma panela convencional, ao contrário da maioria dos fogões solares indiretos a alta temperatura já testados, o que torna mais praticável e apelativa a sua utilização.

Um dos desafios deste trabalho consistia também em conseguir transportar a energia térmica obtida no coletor a alta temperatura para a cozinha, no sistema implementado demonstrou-se viável a circulação do HTF em tubagens de aço inoxidável isoladas termicamente com fibra de cerâmica, não se tendo verificado perdas térmicas significativas ao longo do transporte de energia térmica do coletor até à cozinha.

A exatidão dos resultados obtidos encontra-se condicionada pelo método numérico implementado (método explícito), carecendo de uma otimização dos valores  $\Delta t$  e  $\Delta y$  de modo a obter uma solução de qualidade sem exagerados tempos de simulação e esforço computacional.

Uma vez que se confirmou a viabilidade do sistema de armazenamento de energia estudado, aliado ao sistema de utilização da energia armazenada, o ideal seria a implementação de um reservatório de armazenamento de energia com a mesma configuração do estudado mas separado do próprio fogão, com a instalação de um sistema de permuta térmica, desde o PCM até à fonte de descarga na cozinha. No entanto, este sistema levantaria algumas questões sobre a viabilidade, ou não, de interromper o carregamento do reservatório de armazenamento durante os períodos de cozinha do meio dia.

Para uma simulação mais realista deveriam ser consideradas as perdas térmicas do sistema de armazenamento de energia, podendo ser considerado o mesmo isolamento utilizado nesta análise para o tampo superior do fogão, e analisar a evolução da temperatura de cada módulo de PCM como sendo diferente da dos outros módulos de PCM.

Deveria ser testada a viabilidade do fogão para diferentes condições de cocção de alimentos, como a fritura com óleos e azeite, que requerem maiores temperaturas de ebulição, e deveriam ser ainda alternados os períodos de utilização do fogão que foram mantidos constantes neste estudo; o mesmo deveria ser feito também com os perfis de radiação solar.

# Bibliografia

- [1] S. Indora. Institutional cooking with solar energy: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **84**:131-154, 2018.
- [2] U.R. Prasanna, *Modeling, Optimization and Design of a Solar Thermal Energy Transport System for Hybrid Cooking Application*, Tese de Doutorado, Indian Institute of Science, Centre for Electronics Design and Technology, 2010.
- [3] F. Yettou, B. Azoui, A. Malek, A. Gama, N.L.Panwar. Solar cooker realizations in actual use: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **37**:288-306, 2014.
- [4] B.F.S. Durão, *Análise Dinâmica de Sistemas de Armazenamento Sazonal de Energia Térmica para Condicionamento Ambiental de Estufas*, Dissertação de Mestrado, Universidade de Lisboa, Departamento de Engenharia Geográfica, Geofísica e Energia, 2013.
- [5] A. Cavaco, H. Silva, P. Canhoto, S. Neves, J. Neto, M.C. Pereira, Radiação Solar Global em Portugal e a sua Variabilidade Mensal e Anual, *Instituto Português de Energia Solar*, 2016.
- [6] GREENPRO. *Energia Solar Térmica Manual sobre tecnologias, Projecto e Instalação*, 2004
- [7] E. Cuce, P.M. Cuce. A comprehensive review on solar cookers. *Applied Energy* **102**: 1399-1421, 2013.
- [8] Solar Cooking Wiki, horace de saussure and his hot boxes of the 1700's, <http://solarcooking.org/saussure.htm>, consultado a 13/03/2019.
- [9] S. Sainil, N. Kumar. Thermal performance of solar cooker based on evacuated tube collector and PCM storage unit. *Asian Review of Mechanical Engineering* **6**:32-45, 2017.
- [10] Solar Cooking Wiki, Introduction to solar cooking, [http://solarcooking.wikia.com/wiki/Introduction\\_to\\_solar\\_cooking](http://solarcooking.wikia.com/wiki/Introduction_to_solar_cooking), consultado a 18/02/2019.
- [11] Solar Cooking Wiki, All American Sun Oven, [http://solarcooking.wikia.com/wiki/All\\_American\\_Sun\\_Oven](http://solarcooking.wikia.com/wiki/All_American_Sun_Oven), consultado a 18/02/2019.
- [12] Solar Cooking Wiki, SK14, <http://solarcooking.wikia.com/wiki/SK14>, consultado a 18/02/2019.

- [13] O.O. Craig. *A Stand-Alone Parabolic Dish Solar Cooker for African Conditions*, Dissertação de Mestrado, Faculty of Engineering at Stellenbosch University, 2015.
- [14] A. Harmim. Design and experimental testing of an innovative building-integrated box type solar cooker. *Solar Energy*, **98**:422-433, 2013.
- [15] A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* **30**:231-295, 2004.
- [16] J. Settino, T. Sant, C. Micallef, M. Farrugia, C. Staines, J. Licari, A. Micallef. Overview of solar technologies for electricity, heating and cooling production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **90**:892-909, 2018.
- [17] E. Bellos. Experimental investigation and parametric analysis of a solar thermal dish collector with spiral absorber. *Applied Thermal Engineering* **121**:126-135, 2017.
- [18] V. Gouveia, *Integração de Energia Eólica-solar Térmica na Produção de Água Quente*, Dissertação de Mestrado, Universidade de Aveiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2007.
- [19] M. Garcia, *Forno Solar com Lentes de Fresnel e Aplicações em Laser Solar*, Dissertação de Mestrado, Universidade Nova de Lisboa, Departamento de Física, 2013.
- [20] B.R. Couto. *Dimensionamento de uma Caldeira a Termofluido*, Relatório do Projeto Final do MIEM, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.
- [21] A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **13**:318-345, 2009.
- [22] B. Stutz, L. Pierres, F. Kuznik, K. Johannes. Storage of thermal solar energy. *Comptes Rendus Physique* **18**:401-414, 2017.
- [23] A. Saxena, S. Lath, V. Tirth. Solar cooking by using PCM as a thermal heat storage. *International Journal of Mechanical Engineering* **3**:91-95, 2013.
- [24] A.F. Regin. Heat transfer characteristics of a thermal energy storage system using PCM capsules: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **12**:2438-2458, 2008.
- [25] Y. Tian, CY. Zhao. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy* **104**:538-553, 2013.
- [26] T. Bauer, N. Pflieger, D. Laing, W.D. Steinmann, M. Eck, S. Kaesche. High-temperature molten salts for solar power application. *Molten Salts Chemistry*: **20**:415-438, 2013.
- [27] M. Liu. Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **16**:2118-2132, 2012.



- [28] F. Agyenim. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**:615-628, 2010.
- [29] P.B. Salunkhe. A review on effect of phase change material encapsulation on the thermal performance of a system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **16**:5603-5616, 2012.
- [30] M. Kenisarin, K. Mahkamov. Solar energy storage using phase change materials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **11**:1913-1965, 2007.
- [31] S.D. Sharma. Thermal performance of a solar cooker based on an evacuated tube solar collector with a PCM storage unit. *Solar Energy* **78**:416-426, 2005.
- [32] G. Coccia, G. Nicola, S. Tomassetti, M. Pierantozzi, M. Chieruzzi, L. Torre. Experimental validation of a high-temperature solar box cooker with a solar salt-based thermal storage unit. *Solar Energy* **170**:1016-1025, 2018.
- [33] A.G. Bhawe. Development of a solar thermal storage cum cooking device using salt hydrate. *Solar Energy* **171**:784-789, 2018.
- [34] N.H. Abu-Hamdeh, K.A. Alnefaie. Assessment of thermal performance of PCM in latent heat storage system for different applications. *Solar Energy* **177**:317-323, 2019.
- [35] Therminol, Therminol 66, <http://twi.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>, consultado a 02/05/2019.
- [36] Coastal Chemical C., HITEC Heat Transfer Salt, <http://stoppingclimatechange.com/MSR%20-%20HITEC%20Heat%20Transfer%20Salt.pdf>, consultado a 02/05/2019.
- [37] V.P. Stefanovica, R. Pavlovic, E. Bellos, C. Tzivanidis. A detailed parametric analysis of a solar dish collector. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* **25**:99-110, 2018.
- [38] R. Karimi, T.T. Gheinani, V.M. Avargani. A detailed mathematical model for thermal performance analysis of a cylindrical cavity receiver in a solar parabolic dish collector system. *Renewable Energy* **125**:768-782, 2018.
- [39] F.P. Incropera, P. DeWitt, Bergman, Lavine. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2008.
- [40] Fiberfrax, Manta Durablanket, [http://www.brascoterm.com.br/uploads/produtos/1330031392manta\\_durablanket.pdf](http://www.brascoterm.com.br/uploads/produtos/1330031392manta_durablanket.pdf), consultado a 02/05/2019.
- [41] The Engineering ToolBox, Specific Heat of Food and Foodstuff, [https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-food-d\\_295.html](https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-food-d_295.html), consultado a 18/06/2019.
- [42] M. Neto, *Análise de Desempenho de um Fogão Solar com Parábola Fabricada em Material Compósito*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2011.